



⑮ **BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 100 53 203 A 1**

⑤ Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 25 B 49/02**  
F 25 B 1/00

⑳ Aktenzeichen: 100 53 203.9  
㉑ Anmeldetag: 26. 10. 2000  
㉒ Offenlegungstag: 7. 6. 2001

**DE 100 53 203 A 1**

③① Unionspriorität:  
11-307493 28. 10. 1999 JP  
00-17816 21. 01. 2000 JP  
00-93013 28. 03. 2000 JP

⑦① Anmelder:  
Denso Corp., Kariya, Aichi, JP; Nippon Soken, Inc.,  
Nishio, Aichi, JP

⑦④ Vertreter:  
Zumstein & Klingseisen, 80331 München

⑦② Erfinder:  
Nishida, Shin, Kariya, Aichi, JP; Yamaguchi,  
Motohiro, Kariya, Aichi, JP; Itoh, Satoshi, Kariya,  
Aichi, JP; Kuroda, Yasutaka, Kariya, Aichi, JP;  
Tomatsu, Yoshitaka, Kariya, Aichi, JP; Yamanaka,  
Yasushi, Kariya, Aichi, JP; Ozaki, Yukikatsu, Nishio,  
Aichi, JP

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑥④ **Kühlmittelzyklus-System mit überkritischem Kühlmitteldruck**

⑥⑦ Bei einem Kühlmittelzyklus-System regelt eine Regelungseinheit sowohl die von einem Kompressor (100) abgegebene Kühlmittelmenge als auch den Öffnungsgrad eines Druckregelungsventils (300) so, dass der theoretische Wirkungsgrad des überkritischen Kühlmittelzyklus und der Wirkungsgrad des Kompressors verbessert sind. Daher ist der effektive Leistungskoeffizient des Kühlmittelzyklus verbessert, während die notwendige Kapazität der Bauteile des Kühlmittelzyklus erreicht ist.

**DE 100 53 203 A 1**

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein ein Kühlmittelzyklus-System mit einem überkritischen Kühlmittel-  
druck, insbesondere einen Regelungsbetrieb sowohl eines  
Kompressors als auch eines Druckregelungsventils des  
Kühlmittelzyklus-Systems.

Bei einem in JP-A-7-294 033 beschriebenen herkömmlichen überkritischen Kühlmittelzyklus wird der Öffnungs-  
grad einer Dekompressionseinheit auf der Grundlage der  
Kühlmitteltemperatur an der Auslassseite eines Kühlers ge-  
regelt. Wenn die Kapazität des überkritischen Kühlmittel-  
zyklus ausschließlich durch die Dekompressionseinheit  
(d. h. durch ein Druckregelungsventil) geregelt wird, ist es  
notwendig, den Kühlmitteldruck an der Hochdruckseite  
durch Verkleinerung des  ffnungsgrades der Dekompressi-  
onseinheit zur Vergrößerung der Kapazität (beispielsweise  
der Kühlkapazität und der Heizkapazität) zu erhöhen. Wenn  
jedoch der Kühlmitteldruck auf der Hochdruckseite erhöht  
wird, wird der Wirkungsgrad eines Kompressors herabge-  
setzt, und wird der effektive Leistungskoeffizient des über-  
kritischen Kühlmittelzyklus beeinträchtigt.

In Hinblick auf die vorstehend angegebenen Probleme ist  
es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein K hlmit-  
telzyklus-System zu schaffen, das für die notwendige Kapa-  
zit t der Bauteile eines überkritischen Kühlmittelzyklus  
sorgt, während verhindert wird, dass der Leistungskoeffi-  
zient des überkritischen Kühlmittelzyklus beeinträchtigt  
wird.

Gemäß der vorliegenden Erfindung weist ein Kühlmittel-  
zyklus-System einen Kompressor zum Komprimieren von  
Kühlmittel und zum Abgeben des Kühlmittels mit einem  
Druck höher als der kritische Druck, einen Kühler zum K h-  
len des von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittels, ein  
Druckregelungsventil zum Dekomprimieren des von dem  
Kühler aus strömenden Kühlmittels, das derart angeordnet  
ist, dass es den Druck des hochdruckseitigen Kühlmittels  
von dem Kompressor zu einer Position vor dem Dekompri-  
mieren regelt, einen Verdampfer zum Verdampfen des in  
dem Druckregelungsventil dekomprimierten Kühlmittels  
und eine Regelungseinheit aufweist, die sowohl die von dem  
Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge als auch den  
 ffnungsgrad des Druckregelungsventils regelt. Weil die  
Regelungseinheit die von dem Kompressor abgegebene  
Kühlmittelmenge während der Regelung des  ffnungsgra-  
des des Druckregelungsventils regelt, kann die notwendige  
Kapazität der Bauteile in dem Kühlmittelzyklus erreicht  
werden und ist verhindert, dass der Leistungskoeffizient des  
Kühlmittelzyklus beeinträchtigt ist.

In bevorzugter Weise regelt die Regelungseinheit die von  
dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und den  
 ffnungsgrad des Druckregelungsventils auf der Grundlage  
eines theoretischen Leistungskoeffizienten des Kühlmittel-  
zyklus und des Wirkungsgrades des Kompressors. Daher  
kann der Leistungskoeffizient des Kühlmittelzyklus verbes-  
sert werden, während der Wirkungsgrad des Kompressors  
verbessert werden kann.

Der effektive Leistungskoeffizient des Kühlmittelzyklus  
wird auf der Grundlage der Menge der sich von dem Ver-  
dampfer aus zu dem Kühler des Kühlmittelzyklus hin bewe-  
genden Wärme und der von dem Kompressor verbrauchten  
Energie berechnet, und die Regelungseinheit regelt die von  
dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und den  
 ffnungsgrad des Druckregelungsventils auf der Grundlage  
des berechneten effektiven Leistungskoeffizienten des  
Kühlmittelzyklus. Daher kann der effektive Leistungskoeffi-  
zient des Kühlmittelzyklus verbessert werden.

In bevorzugter Weise regelt die Regelungseinheit die von

dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und/oder  
den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils so, dass die  
Temperatur des hochdruckseitigen Kühlmittels niedriger als  
eine vorbestimmte Temperatur ist. Daher kann verhindert  
werden, dass die Bauteile des Kühlmittelzyklus durch  
Wärme beeinträchtigt werden.

In bevorzugter Weise regelt die Regelungseinheit die von  
dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und den  
 ffnungsgrad des Druckregelungsventils so, dass das An-  
triebsmoment des Kompressors geringer als ein vorbe-  
stimmtes Moment ist. Daher kann der Kühlmittelzyklus eine  
vorbestimmte Kapazität erreichen, während verhindert ist,  
dass das Antriebsmoment des Kompressors übermäßig ver-  
gr  ert ist.

Wenn die Temperaturdifferenz zwischen der Kühlmittel-  
temperatur an dem Auslass des Kühlers und der Temperatur  
eines Fluids, das durch den Kühler zur Durchführung eines  
Wärmeaustauschs mit dem Kühlmittel hindurch tritt, gleich  
einer vorbestimmten Temperaturdifferenz oder größer als  
diese ist, regelt die Regelungseinheit das Druckregelungs-  
ventil in Hinblick auf einen Kühlmitteldruck an dem Aus-  
lass des Kühlers höher als ein Kühlmittel-Solldruck, der auf  
der Grundlage der Kühlmitteltemperatur an dem Auslass  
des Kühlers bestimmt wird, während die von dem Kompres-  
sor abgegebene Kühlmittelmenge geregelt wird, um verklei-  
nert zu werden. Daher ist die Wärmeaustausch-Wirkung des  
Kühlers verbessert, während verhindert werden kann, dass  
die Heizkapazität infolge des Kühlers verringert wird.

In bevorzugter Weise regelt, wenn das Kühlmittelzyklus-  
System Anwendung bei einer Klimaanlage findet, die Rege-  
lungseinheit die von dem Kompressor abgegebene K hlmit-  
telmenge bei Regelung des Druckregelungsventils so, dass  
der Druck des hochdruckseitigen Kühlmittels zu einem Soll-  
druck wird, der auf der Grundlage der Temperatur von Au-  
 enluft, wenn Außenluft in den Kühler durch einen Außen-  
luft-Durchtritt hindurch eingeführt wird, bestimmt wird. Da-  
her kann die Regelung des Druckregelungsventils einfach  
gemacht werden.

Weiter weist das Kühlmittelzyklus-System einen Akku-  
mulator mit einem Behälterbereich, in den Kühlmittel von  
dem Verdampfer aus einströmt, um in gasförmiges K hlmit-  
tel und in flüssiges Kühlmittel aufgeteilt zu werden, und ein  
Strömungs-Regelungselement zur Regelung der Menge von  
flüssigem Fluid auf, das Schmieröl und flüssiges Kühlmittel  
enthält und das von dem Akkumulator aus zu dem Kompres-  
sor hin strömt. Der Behälterbereich des Akkumulators be-  
sitzt einen oberen Auslass, durch den hindurch das gasf r-  
mige Kühlmittel in den Kompressor von der oberen Seite  
des Behälterbereichs aus angesaugt wird, und einen unteren  
Auslass, durch den hindurch das flüssige Fluid in den Kom-  
pressor von der unteren Seite des Behälterbereichs aus ange-  
saugt wird. Bei dem Kühlmittelzyklus-System regelt das  
Strömungs-Regelungselement die Menge des flüssigen  
Fluids, das von der unteren Seite des Behälterbereichs in  
den Kompressor einströmt. Daher wird das Schmieröl, das  
in dem flüssigem Fluid enthalten ist, dem Kompressor von  
dem Akkumulator aus in veränderlicher Weise entsprechend  
der Drehzahl des Kompressors oder der von dem Kompres-  
sor abgegebenen Kühlmittelmenge zugeführt. Weil die  
Menge des flüssigen Fluids, das von dem Akkumulator aus  
dem Kompressor zugeführt wird, größer wird, wenn die  
Temperatur des von dem Kompressor abgegebenen K hl-  
mittels erhöht wird, kann verhindert werden, dass der Kom-  
pressor beeinträchtigt wird, dies sogar dann, wenn die Tem-  
peratur des von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittels  
stark erhöht wird.

Weitere Aufgaben und Vorteile der vorliegenden Erfin-  
dung ergeben sich deutlicher aus der nachfolgenden Detail-

beschreibung bevorzugter Ausführungsformen bei gemeinsamer Betrachtung mit den beigelegten Zeichnungen, in denen zeigen

Fig. 1 ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer ersten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der ersten Ausführungsform;

Fig. 3 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der ersten Ausführungsform;

Fig. 4 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der ersten Ausführungsform;

Fig. 5 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlzyklus gemäß der ersten Ausführungsform;

Fig. 6 Mollier-Diagramm (p-h-Diagramm) für Kohlenstoffdioxid-Kühlmittel;

Fig. 7 Mollier-Diagramm (p-h-Diagramm) für Kohlenstoffdioxid-Kühlmittel;

Fig. 8 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Kompressionswirkungsgrad  $\eta_w$  und dem Kompressionsverhältnis (Pd/Ps) eines Kompressors;

Fig. 9 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Volumenwirkungsgrad  $\eta_v$  und dem Kompressionsverhältnis (Pd/Ps) des Kompressors;

Fig. 10 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$  und dem effektiven Wirkungsgrad  $\eta$  (COP) des Kühlmittelzyklus;

Fig. 11 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer zweiten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 12 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der zweiten Ausführungsform;

Fig. 13 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der zweiten Ausführungsform;

Fig. 14 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der zweiten Ausführungsform;

Fig. 15 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer dritten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 16 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer vierten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 17 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der vierten Ausführungsform;

Fig. 18 ein Fließdiagramm mit der Darstellung des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer fünften bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 19 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehungen zwischen dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck ( $P_h$ ), dem Leistungskoeffizienten (COP) des Kühlmittelzyklus, der Kühlkapazität ( $Q$ ), der Drehzahl ( $N_c$ ) eines Kompressors und dem Inverterstrom (IAC) gemäß der fünften Ausführungsform;

Fig. 20 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite

eines Kühlers und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$  in einem überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer sechsten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 21 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite eines Kühlers und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$  in einem überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer siebten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 22 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Soll-Inverterstrom IAC und der Druck-Korrekturgröße  $\Delta P_h$  in einem überkritischen Kühlzyklus gemäß einer achten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 23 ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Soll-Inverterstrom IAC und der Druck-Korrekturgröße  $\Delta P_h$  in einem überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer neunten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 24 ein Mollier-Diagramm (p-h-Diagramm) eines Kohlenstoffdioxid-Kühlmittelzyklus gemäß einer zehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 25 ein schematisches Schaubild einer Klimaanlage mit einem überkritischen Kühlzyklus gemäß einer elften bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 26A ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Heizkapazität  $Q_w$  und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $-20^\circ\text{C}$  beträgt, dies gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 26B ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Leistungskoeffizienten (COP) eines Kühlmittelzyklus und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $-30^\circ\text{C}$  beträgt, dies gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 27A ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Heizkapazität  $Q_w$  und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $-10^\circ\text{C}$  beträgt, dies gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 27B ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Leistungskoeffizienten (COP) des Kühlmittelzyklus und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $-10^\circ\text{C}$  beträgt, dies gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 28A ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen der Heizkapazität  $Q_w$  und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $0^\circ\text{C}$  beträgt, dies gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 28B ein Diagramm mit der Darstellung der Beziehung zwischen dem Leistungskoeffizienten (COP) des Kühlmittelzyklus und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $0^\circ\text{C}$  beträgt, dies gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 29 ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer zwölften bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 30 ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer dreizehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 31 ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer vierzehnten bevorzugten

Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 32 ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer fünfzehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 33 ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer sechzehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 34A ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer siebzehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 34B eine schematische Ansicht eines mechanischen Strömungs-Regelungsventils gemäß der siebzehnten Ausführungsform;

Fig. 35A ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer achtzehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 35B eine schematische Ansicht eines mechanischen Strömungs-Regelungsventils gemäß der achtzehnten Ausführungsform;

Fig. 36A ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß einer neunzehnten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 36B eine schematische Ansicht eines mechanischen Strömungs-Regelungsventils gemäß der neunzehnten Ausführungsform;

Fig. 37A eine schematische Darstellung eines Akkumulators gemäß einer zwanzigsten bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 37B eine vergrößerte Ansicht mit der Darstellung eines Hauptteils des Akkumulators gemäß der zwanzigsten Ausführungsform.

Nachfolgend werden bevorzugte Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf die beige-fügten Zeichnungen beschrieben.

Zunächst wird eine erste bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 1-10 beschrieben. Bei der ersten Ausführungsform findet ein überkritischer Kühlmittelzyklus der vorliegenden Erfindung Anwendung bei einer Klimaanlage zum Heizen.

Gemäß Fig. 1 ist ein Kompressor 100 zum Ansaugen und Komprimieren eines Kühlmittels (beispielsweise von Kohlenstoffdioxid) durch einen synchronen Elektromotor M angetrieben. Bei der ersten Ausführungsform sind, wie in Fig. 1 hergestellt ist, der Kompressor 100 und der Elektromotor M zur Bildung eines integrierten elektrischen Kompressors zusammengefasst. Der Elektromotor M ist mittels eines Inverters veränderlich geregelt, sodass die Erzeugung eines Drehmoments durch den Elektromotor M durch den Strom des Inverters geregelt wird und seine Drehzahl durch die Stromfrequenz des Inverters geregelt wird.

Kühlmittel, das von dem Kompressor 100 abgegeben wird, strömt in einen Kühler 200 ein. Luft, die durch den Kühler 200 hindurch tritt, wird im Wege der Durchführung eines Wärmeaustauschs zwischen Innenluft aus dem Inneren eines Raums und Kühlmittel erhitzt, das durch den Kühler 200 hindurch strömt. In dem Kühler 200 wird der Kühlmitteldruck (d. h. der hochdruckseitige Kühlmitteldruck) gleich dem kritischen Druck des Kühlmittels oder höher als dieser. Kühlmittel, das von dem Kühler 200 aus strömt, wird mittels eines Druckregelventils 300 dekomprimiert beziehungsweise entspannt. Durch elektrisches Einstellen des Öffnungsgrades des Druckregelventils 300 kann der Kühlmitteldruck (d. h. der hochdruckseitige Kühlmitteldruck) an dem Auslass des Kühlers 200 geregelt werden.

Das in dem Druckregelventil 300 dekomprimierte Kühlmittel strömt in einen Verdampfer 400 ein und wird in dem Verdampfer 400 durch Absorbieren von Wärme aus Außenluft von außerhalb des Raums verdampft. Kühlmittel, das

von dem Verdampfer 400 aus strömt, strömt in einen Akkumulator (d. h. in eine Gas/Flüssigkeit-Trenneinheit) 500 ein. In dem Akkumulator wird Kühlmittel von dem Verdampfer 400 in gasförmiges Kühlmittel und in flüssiges Kühlmittel aufgeteilt, sodass gasförmiges Kühlmittel in der Richtung zu dem Kompressor 100 hin eingeführt wird, und überschüssiges Kühlmittel des überkritischen Kühlmittelzyklus wird dort gespeichert.

Ein Kühlmittel-Temperatursensor 610 zum Feststellen der Temperatur des hochdruckseitigen Kühlmittels ist an der Kühlmittel-Auslassseite des Kühlers 200 angeordnet, und ein erster Kühlmittel-Drucksensor 620 zum Feststellen des Drucks des hochdruckseitigen Kühlmittels ist an der Kühlmittel-Auslassseite des Kühlers 200 angeordnet. Ein zweiter Kühlmittel-Drucksensor 630 zum Feststellen des Drucks des niederdruckseitigen Kühlmittels, das in dem Druckregelventil 300 dekomprimiert worden ist, ist an der Kühlmittel-Auslassseite des Verdampfers 400 angeordnet. Ein Einlassluft-Temperatursensor 640 zum Feststellen der Temperatur der Luft, die in den Kühler 200 einströmt, ist an der luftstromaufwärtigen Seite des Kühlers 200 vorgesehen, und ein Auslassluft-Temperatursensor 650 zum Feststellen der Temperatur der Luft, die durch den Kühler 200 hindurch getreten ist, ist an der luftstromabwärtigen Seite des Kühlers 200 angeordnet. Weiter ist eine Temperatur-Einstelleinheit 660 zum Einstellen der Temperatur der Innenluft innerhalb des Raums auf eine von einer Person gewünschte Temperatur an einer Betriebstafel angeordnet.

Die mittels der Temperatur-Einstelleinheit 660 eingestellte Einstelltemperatur und die Feststellungswerte der Sensoren 610-650 werden in eine elektronische Regelungseinheit (nachfolgend bezeichnet als "ECU") 700 eingegeben. Die ECU 700 regelt den Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl (d. h. die von den Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge) des Kompressors 100 auf der Grundlage der Einstelltemperatur der Temperatur-Einstelleinheit 660 und der Feststellungswerte der Sensoren 610-650 gemäß einem vorbestimmten Programm.

Als Nächstes wird der Regelungsbetrieb des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der ersten Ausführungsform unter Bezugnahme auf die in Fig. 2-5 angegebenen Fließdiagramme beschrieben.

Wie in Fig. 2 dargestellt ist, wird, wenn ein Betriebsschalter (A/C) des überkritischen Kühlmittelzyklus (Klimaanlage) in Schritt S100 eingeschaltet wird, der Ausgangskühlmitteldruck  $P_o$ , der mittels des ersten Kühlmittel-Drucksensors 620 festgestellt wird, bevor der Kompressor 100 seinen Betrieb beginnt, in Schritt S110 eingegeben. Als Nächstes wird der maximale Kühlmitteldruck (nachfolgend bezeichnet als "Regelungsdruck  $P_c$ ") zu der Startzeit des Kompressors 100 bestimmt auf der Grundlage des Kühlmitteldrucks  $P_o$ , der in Schritt S110 eingegeben wird, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 auf den Ausgangs-Öffnungsgrad in Schritt S130 eingestellt. Bei der ersten Ausführungsform ist der Regelungsdruck  $P_c$  um etwa 2 MPa höher als der Ausgangskühlmitteldrucks  $P_o$  vor dem Start.

Als Nächstes wird während einer Periode, während der die Drehzahl des Kompressors 100 auf eine vorbestimmte Drehzahl von dem Startbetrieb des Kompressors 100 ansteigt, der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so eingestellt, dass der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200 gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser wird und die Drehzahl des Kompressors 100 auf eine vorbestimmte Drehzahl erhöht, und zwar in den Schritten S140-S210. Insbesondere wird, nachdem der Betrieb des Kompressors 100 in Schritt S140 gestartet worden ist, in Schritt S150 bestimmt, ob die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors

100 gleich einer vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist oder nicht. Wenn die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist und wenn der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200 gleich dem Regelungsdruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist, wird die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 erhöht, während der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 auf den Ausgangs-Öffnungsgrad eingestellt wird, dies in den Schritten S150–S180. Das heißt, wenn in Schritt S150 bestimmt wird, dass die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist, wird die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 in Schritt S160 erhöht, und wird der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  mittels des ersten Drucksensors 620 bestimmt. Als Nächstes wird in Schritt S180 bestimmt, ob der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist oder nicht.

Wenn in Schritt S180 bestimmt wird, dass der Druck  $P_h$  des hochdruckseitigen Kühlmittels an der Auslassseite des Kühlers 200 höher als der Regeldruck  $P_c$  ist, wenn die Drehzahl des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 in Schritt S190 vergrößert, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200, der mittels des ersten Drucksensors 620 in Schritt S200 festgestellt wird, gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser wird. Weiter wird in Schritt S210 bestimmt, ob der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist oder nicht, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert, bis der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist. Das heißt, bei der ersten Ausführungsform wird die Drehzahl des Kompressors 100 erhöht, während der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert wird, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser wird. Bei der ersten Ausführungsform ist der Regelungsbetrieb in den Schritten S100–S210 eine Ausgangsregelung, und ist der Regelungsbetrieb von Schritt S220 an eine allgemeine Regelung.

Wenn die Drehzahl des Kompressors 100 höher als die vorbestimmte Drehzahl  $R_o$  in Schritt S150 wird, wird die allgemeine Regelung durchgeführt. Wie in Fig. 3 dargestellt ist, wird, wenn die Drehzahl des Kompressors 100 größer als die vorbestimmte Drehzahl  $R_o$  in Schritt S150 ist, eine Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus in den Raum eingeblasenen Luft in Schritt S220 auf der Grundlage einer Einstelltemperatur  $T_s$ , die mittels der Temperatur-Einstelleinheit 660 eingestellt wird, und der Temperatur  $T_i$  der Einlassluft, die in den Kühler 200 einströmt und welche Einlassluft-Temperatur  $T_i$  mittels des Einlassluft-Temperatur-sensors 640 festgestellt wird, berechnet.

Als Nächstes wird die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200, die mittels des Kühlmittel-Temperatur-sensors 600 festgestellt wird, eingegeben. Während der Schritte S220–S270 werden der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl des Kompressors 100 so geregelt, dass die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  und der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 die Beziehung besitzen, die durch die geeignete Regelungslinie  $\eta_{\max}$  in Fig. 6 angegeben ist, und wird die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft, die mittels des Auslassluft-Temperatur-sensors 650 festgestellt wird, zu der Solltemperatur  $T_t$ . Das heißt, die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 wird mittels des Kühlmittel-Temperatur-sensors 610 in Schritt S230 festgestellt, der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite wird in Schritt S240 geregelt, die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 wird in

Schritt S250 geregelt, und die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft wird mittels des Auslassluft-Temperatur-sensors 650 in Schritt S260 festgestellt. Bis in Schritt S270 festgestellt wird, dass die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  ist, wird der in den Schritten S230–S260 beschriebene Regelungsbetrieb durchgeführt.

Bei der ersten Ausführungsform zeigt die geeignete Regelungslinie  $\eta_{\max}$  die Beziehung zwischen der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 und dem Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200, wenn der Leistungskoeffizient des Kühlmittelzyklus maximal wird.

Als Nächstes wird in Schritt S280 der Leistungskoeffizient des überkritischen Kühlmittelzyklus auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200, des Kühlmitteldrucks  $P_h$ , der mittels des ersten Kühlmittel-Drucksensors 620 festgestellt wird, und des Kühlmitteldrucks  $P_{low}$ , der mittels des zweiten Kühlmittel-Drucksensors 630 festgestellt wird, berechnet. Weiter wird der Wirkungsgrad im des Kompressors 100 auf der Grundlage des hochdruckseitigen Kühlmitteldrucks  $P_h$ , des niederdruckseitigen Kühlmitteldrucks  $P_{low}$  und der Drehzahl (N) des Kompressors 100 in Schritt S280 berechnet.

Ein theoretischer Leistungskoeffizient (theoretischer Wirkungsgrad) des überkritischen Kühlmittelzyklus während des Heizbetriebs ist angegeben als das Verhältnis ( $\Delta h_g / \Delta h_{comp}$ ) der Wärmemenge, die in dem Kühler 200 abgestrahlt wird, zu der theoretischen Kompressionsgröße je Kühlmittel-Massenstrom, wie in Fig. 7 dargestellt ist. Der effektive Wirkungsgrad (tatsächliche Wirkungsgrad)  $\eta$  des Kühlmittelzyklus ist das Produkt des theoretischen Leistungskoeffizienten und des Wirkungsgrades  $\eta_m$  des Kompressors 100.

Andererseits ist der Wirkungsgrad  $\eta_m$  des Kompressors 100 das Produkt des Wirkungsgrades des Elektromotors M und des Kompressionswirkungsgrades  $\eta_w$ , wie in Fig. 8 dargestellt ist. Jeder Kompressor 100 besitzt einen festgelegten Wirkungsgrad  $\eta_m$ . Weiter ist der Wirkungsgrad  $\eta_m$  des Kompressors 100 das Verhältnis zwischen der theoretischen Kompressionsmenge und der verbrauchten Energie  $W_i$ .

Als Nächstes wird unter der Voraussetzung, dass die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 auf eine vorbestimmte Drehzahl herabgesetzt ist, sodass die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge verkleinert ist, der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200, der für das Aufrechterhalten der gegenwärtigen Heizkapazität des Kühlers 200 notwendig ist, berechnet (simuliert), und werden der Wirkungsgrad  $\eta_m$  des Kompressors 100 und der theoretische Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus auf der Grundlage der Berechnung des Kühlmitteldrucks (Simulation des Kühlmitteldrucks) in Schritt S290 in Fig. 4 berechnet. Wenn der Volumenwirkungsgrad  $\eta_v$  des Kompressors 100 infolge einer Veränderung der Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 oder des hochdruckseitigen Kühlmitteldrucks  $P_h$  verändert wird, wird die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge verändert. Entsprechend ist es, wenn der hochdruckseitige Kühlmitteldruck berechnet wird oder wenn der Arbeitszustand des überkritischen Kühlmittelzyklus simuliert wird, notwendig, den Volumenwirkungsgrad  $\eta_v$  zu berücksichtigen. Der Volumenwirkungsgrad  $\eta_v$  ist für das Verhältnis ( $M_d/M_i$ ) der Menge  $M_d$  des Kühlmittelmassenstroms, der von dem Kompressor 100 abgegeben wird, und der theoretischen Menge  $M_i$  des Ansaugmassenstroms bei der Drehzahl des Kompressors 100 beim Ansaugen.

Als Nächstes werden in Schritt S300 der Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus, der in Schritt S290 berechnet worden

ist, und der gegenwärtige Wirkungsgrad  $\eta$  verglichen. Wenn der in Schritt S290 berechnete Berechnungswirkungsgrad  $\eta$  größer als der gegenwärtige Wirkungsgrad  $\eta$  ist, wird die Drehzahl des Kompressors 100 um einen vorbestimmten Wert (beispielsweise um 100 Upm) herabgesetzt, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so geregelt, und zwar in Schritt S310, dass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem in Schritt S290 berechneten Kühlmitteldruck wird.

Wenn andererseits in Schritt S300 bestimmt wird, dass der Berechnungswirkungsgrad  $\eta$ , der in Schritt S290 berechnet worden ist, gleich dem gegenwärtigen Wirkungsgrad  $\eta$  oder niedriger als dieser ist, wird unter der Voraussetzung, dass die Drehzahl des Kompressors 100 um eine vorbestimmte Drehzahl (beispielsweise um 100 Upm) erhöht wird, sodass die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge vergrößert wird, der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200, der zum Aufrechterhalten der gegenwärtigen Heizkapazität des Kühlers 200 notwendig ist, berechnet (simuliert), und werden der Wirkungsgrad  $\eta_m$  des Kompressors 100 und der theoretische Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus auf der Grundlage des Kühlmittel-Berechnungsdrucks (des Kühlmittel-Simulationsdrucks) in Schritt S320 berechnet.

Als Nächstes werden in Schritt S330 der Berechnungswirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus, der in Schritt S320 berechnet worden ist, und der gegenwärtige Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus verglichen. Wenn der Berechnungswirkungsgrad  $\eta$ , der in Schritt S320 berechnet worden ist, höher als der gegenwärtige Wirkungsgrad  $\eta$  ist, wird die Drehzahl des Kompressors 100 um einen vorbestimmten Wert so erhöht, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so geregelt, und zwar in Schritt S310, dass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem in Schritt S320 berechneten Kühlmitteldruck wird.

Wenn andererseits in Schritt S330 bestimmt wird, dass der Berechnungswirkungsgrad  $\eta$ , der in Schritt S320 berechnet worden ist, gleich dem gegenwärtigen Wirkungsgrad  $\eta$  oder niedriger als dieser ist, werden der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl des Kompressors 100 im gegenwärtigen Zustand in Schritt S340 aufrechterhalten. Das heißt, in Schritt S340 wird der Zustand von S280 aufrechterhalten.

Als Nächstes wird die Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus zu dem Raum geblasenen Luft in Schritt S350 berechnet, und wird die Lufttemperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft mittels des Außenluft-Temperatursensors 650 in Schritt S360 festgestellt. Weiter wird in Schritt S370 die Lufttemperatur  $T_r$  von dem Kühler 200 mit der Solltemperatur  $T_t$  verglichen. Wenn die Lufttemperatur  $T_r$  von dem Kühler 200 gleich der Solltemperatur  $T_t$  in Schritt S370 ist, werden der gegenwärtige Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die gegenwärtige Drehzahl des Kompressors 100 in Schritt S340 aufrechterhalten.

Wenn sich andererseits die Lufttemperatur  $T_r$  der von dem Kühler 100 aus in den Raum geblasenen Luft von der Solltemperatur  $T_t$  unterscheidet, wird in Schritt S380 in Fig. 5 die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 festgestellt. Weiter wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 in Schritt S390 geregelt, wird die Drehzahl des Kompressors 100 in Schritt S400 geregelt, wird die Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus in den Raum geblasenen Luft in Schritt S410 berechnet, und wird die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft in Schritt S420 festgestellt. Danach wird die Temperatur  $T_r$  der mittels des Kühlers 200 erhitzten Luft mit der Solltemperatur  $T_t$  in Schritt S430 verglichen, und wird

die Betriebsregelung der Schritte S380–S390 wiederholt, bis die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  wird. Das heißt, der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl des Kompressors 100 werden so geregelt, dass die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  und der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 die geeignete Regelungslinie  $\eta$  aufweisen und die mittels des Außenluft-Temperatursensors 650 festgestellte Lufttemperatur  $T_r$  gleich der Solltemperatur  $T_t$  wird. Nachdem in Schritt S430 bestimmt worden ist, dass die mittels des Außenluft-Temperatursensors 650 festgestellte Lufttemperatur  $T_r$  gleich der Solltemperatur  $T_t$  ist, wird der Regelungsbetrieb der Schritte S280–S430 wiederholt.

Weil gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge und der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 geregelt werden, können sowohl der theoretische Wirkungsgrad des Kühlzyklusses als auch der Wirkungsgrad  $\eta_m$  des Kompressors 100 erhöht werden. Entsprechend kann der tatsächliche Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus erhöht werden, während die notwendige Kapazität des Kühlzyklus erreicht wird.

Beispielsweise wird, wie in Fig. 8 und 9 dargestellt ist, wenn die Drehzahl des Kompressors 100 von 8.000 Upm auf 6.000 Upm herabgesetzt wird, während die gegenwärtige Heizkapazität aufrechterhalten bleibt, das Kompressionsverhältnis ( $P_d/P_s$ ) des Kompressors 100 erhöht. Weil jedoch in diesem Fall der Kompressionswirkungsgrad  $\eta_w$  und der Volumenwirkungsgrad des  $\eta_v$  Kompressors 100 erhöht werden, ist es möglich, den Wirkungsgrad  $\eta_m$  des Kompressors 100 zu erhöhen.

In Fig. 10 ist die mit einer gestrichelten Linie dargestellte Kurve, die die Maximum-Punkte der COP-Regelung verbindet, die maximale Regelungslinie  $\eta_o$ , wo nur der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  zur Vergrößerung der Kapazität des Kühlzyklussystems erhöht wird, und ist die mit einer ausgezogenen Linie dargestellte Kurve, die die geeigneten Regelungspunkte nach Korrektur verbindet, die geeignete Regelungslinie  $\eta$ , wo sowohl der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  als auch die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge geregelt werden. Wie in Fig. 10 dargestellt ist, ist bei der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung der tatsächliche Wirkungsgrad (COP) des Kühlmittelzyklus verbessert. Das heißt, bei dem gleichen hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$  ist der tatsächliche Wirkungsgrad des Kühlmittelzyklus erhöht.

Nachfolgend wird eine zweite bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 11–14 beschrieben. Bei der oben beschriebenen ersten Ausführungsform wird der effektive Wirkungsgrad (der tatsächliche Wirkungsgrad)  $\eta$  des Kühlmittelzyklus auf der Grundlage des theoretischen Wirkungsgrades des Kühlmittelzyklus und des Wirkungsgrades  $\eta$  des Kompressors 100 berechnet. Bei der zweiten Ausführungsform werden jedoch, nachdem der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus gemessen worden ist, die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge und der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 auf der Grundlage des gemessenen effektiven Wirkungsgrades  $\eta$  geregelt.

Nachfolgend wird der Regelungsbetrieb des Kühlmittelzyklus gemäß der zweiten Ausführungsform unter Bezugnahme auf Fig. 11–14 beschrieben. Wie in Fig. 2 dargestellt ist, wird, wenn ein Betriebsschalter (A/C) des überkritischen Kühlmittelzyklus (Klimaanlage) in Schritt S500 eingeschaltet wird, der Ausgangs-Kühlmitteldruck  $P_o$  der mittels des ersten Kühlmittel-Drucksensors 620 festgestellt wird, bevor der Kompressor 100 den Betrieb beginnt, in Schritt S510



eingegeben. Als Nächstes wird der Regelungsdruck  $P_c$  zu der Startzeit des Kompressors 100 auf der Grundlage des Ausgangs-Kühlmitteldrucks  $P_o$ , der in Schritt S510 eingegeben worden ist, bestimmt, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 auf einen Ausgangs-Öffnungsgrad in Schritt S530 eingestellt. Bei der zweiten Ausführungsform ist der Regelungsdruck  $P_c$  um etwa 2 MPa höher als der Ausgangs-Kühlmitteldruck  $P_o$  vor dem Start des Kompressors 100.

Als Nächstes wird während einer Periode, während der die Drehzahl des Kompressors 100 auf eine vorbestimmte Drehzahl von dem Startbetrieb des Kompressors 100 an erhöht wird, der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so eingestellt, dass der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200 gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser wird, und wird die Drehzahl des Kompressors 100 auf eine vorbestimmte Drehzahl erhöht, dies in den Schritten S540-S610. Insbesondere wird, nachdem der Betrieb des Kompressors 100 in Schritt S540 gestartet worden ist, in Schritt S550 bestimmt, ob die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 gleich einer vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist oder nicht. Wenn die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist und wenn der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200 gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist, wird die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 erhöht, während der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 auf den Ausgangs-Öffnungsgrad eingestellt wird, dies in den Schritten S550-S580. Das heißt, wenn in Schritt S550 bestimmt wird, dass die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist, wird die Drehzahl  $R_c$  des Kompressors 100 in Schritt S560 erhöht, und wird der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  mittels des ersten Drucksensors 620 in Schritt S570 festgestellt. Als Nächstes wird in Schritt S580 bestimmt, ob der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist oder nicht.

Wenn in Schritt S580 bestimmt wird, dass der Druck  $P_h$  des hochdruckseitigen Kühlmittels an der Auslassseite des Kühlers 200 höher als der Regeldruck  $P_c$  ist, wenn die Drehzahl des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 in Schritt S590 vergrößert, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 300, der mittels des ersten Drucksensors 620 in Schritt S600 festgestellt wird, gleich dem Regelungsdruck  $P_c$  oder niedriger als dieser wird. Weiter wird in Schritt S610 bestimmt, ob der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem Regeldruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 erhöht, bis der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  gleich dem Regelungsdruck  $P_c$  oder niedriger als dieser ist. Das heißt, bei der zweiten Ausführungsform wird in einem Fall, bei dem die Drehzahl des Kompressors 100 gleich der vorbestimmten Drehzahl  $R_o$  oder niedriger als diese ist, wenn der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 höher als der Regelungsdruck  $P_c$  ist, die Drehzahl des Kompressors 100 erhöht, während der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert wird, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 gleich dem Regelungsdruck  $P_c$  oder niedriger als dieser wird.

Wenn die Drehzahl des Kompressors 100 höher als die vorbestimmte Drehzahl  $R_o$  in Schritt S550 ist, wird eine Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus in den Raum geblasenen Luft in Schritt S620 auf der Grundlage der Einstelltemperatur  $T_s$ , die mittels der Temperatur-Einstellein-

heit 660 eingestellt worden ist, und der Einlassluft-Temperatur  $T_i$  der Einlassluft, die in den Kühler 200 einströmt und welche Temperatur mittels des Einlassluft-Temperatursensors 640 festgestellt wird, berechnet.

Als Nächstes wird in Schritt S630 die Kühlmitteldruck-Temperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200, die mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 610 festgestellt wird, eingegeben. Während der Schritte S620-S670 werden der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 so geregelt, dass die Kühlmitteldruck-Temperatur  $T_g$  und der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 die mittels der geeigneten Regelungslinie in Fig. 6 angegebene Beziehung besitzen, und wird die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft, welche Temperatur mittels des Auslassluft-Temperatursensors 650 festgestellt wird, die Solltemperatur  $T_t$ . Das heißt, die Kühlmitteldruck-Temperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 wird mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 610 in Schritt S630 festgestellt, der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite wird in Schritt S640 geregelt, die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 wird in Schritt S650 geregelt, und die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft wird mittels des Auslassluft-Temperatursensors 650 in Schritt S660 festgestellt. Bis in Schritt S670 festgestellt wird, dass die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  ist, wird der in den Schritten S630-S660 beschriebene Regelungsbetrieb durchgeführt.

Als Nächstes wird in Schritt S680 die Wärmemenge, die von dem Kühler 200 aus an Luft abgestrahlt wird, auf der Grundlage der Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur der Luft, die in den Kühler 200 einströmt, und der Temperatur der Luft, die von dem Kühler 200 aus geblasen wird, und der Menge der Luft, die durch den Kühler 200 hindurch tritt, und dergleichen berechnet. Weiter wird die verbrauchte Energie (verbrauchte elektrische Energie), die in dem Kompressor 100 tatsächlich verbraucht wird, festgestellt, und wird der Leistungskoeffizient (der effektive Wirkungsgrad  $\eta$ ) des überkritischen Kühlzyklus in Schritt S680 berechnet. Der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des überkritischen Kühlzyklus, der in Schritt S680 bei der zweiten Ausführungsform berechnet wird, enthält alle Verluste, die durch den Betrieb des überkritischen Kühlzyklus entstehen, beispielsweise den Kühlmittel-Druckverlust in dem Kühler 200 und in dem Verdampfer 400, den Joule-Verlust und den Wärme-Verlust in dem Kompressor 100. Der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des überkritischen Kühlzyklus bei der zweiten Ausführungsform ist gleich demjenigen bei der oben beschriebenen ersten Ausführungsform.

Bei der zweiten Ausführungsform wird die Wärmemenge mittels der Differenz der Temperatur der Luft, die in den Kühler 200 einströmt, und der Luft, die aus dem Kühler 200 ausströmt, und der Luftmenge, die durch den Kühler 200 hindurch tritt, und dergleichen berechnet. Das heißt, die Wärmemenge, die von dem Kühler 200 aus an Luft abgestrahlt wird, umfasst die Menge der sich bewegenden Wärme, die sich von der Niedertemperatur-Seite (beispielsweise von der Seite des Verdampfers 400) aus zu der Hochtemperatur-Seite (beispielsweise der Seite des Kühlers 200) hin bewegt, und die Kompressions-Wärmemenge von dem Kompressor 100 an das Kühlmittel.

Als Nächstes wird, wie in Fig. 13 dargestellt ist, in Schritt S690 die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 um eine vorbestimmte Drehzahl (beispielsweise um 100 U/min) erhöht, und wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert, sodass die vorliegende Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten bleibt. Danach wird in Schritt S700 der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus

auf die dieselbe Weise wie in Schritt S680 berechnet. In Schritt S700 wird der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta$  angegeben als " $\eta_n$ ", und wird der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta$ , der in Schritt S680 berechnet worden ist, angegeben als " $\eta_{n-1}$ ". Als Nächstes werden in Schritt S710 der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der in Schritt S680 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S710 berechnet worden ist, verglichen, sodass bestimmt wird, ob der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S710 berechnet worden ist, höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der in Schritt S680 berechnet worden ist, ist oder nicht. Wenn der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad in höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$  ist, wird die Drehzahl des Kompressors 100 wieder erhöht, und hiernach wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert, dies in Schritt S680, sodass die gegenwärtige Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten wird. Hiernach wird der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  wieder in Schritt S700 berechnet, und werden der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal in Schritt S700 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal in Schritt S700 berechnet worden ist, in Schritt S710 verglichen. Das heißt, bis der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet worden ist, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder niedriger als dieser wird, wird der Regelungsbetrieb der Schritte S690–S710 wiederholt.

Wenn bestimmt wird, dass der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der zu dem gegenwärtigen Mal berechnet wird, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, in Schritt S710 berechnet worden ist, oder kleiner als dieser ist, wird die Drehzahl des Kompressors 100 um eine vorbestimmte Drehzahl (beispielsweise um 100 Upm) herabgesetzt, und hiernach wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 ebenfalls herabgesetzt, dies in Schritt S720, sodass die gegenwärtige Heizkapazität, die in Schritt S680 berechnet worden ist, aufrechterhalten bleibt. Danach wird in Schritt S730 der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  in der gleichen Weise wie in Schritt S680 berechnet. Als Nächstes werden in Schritt S740 der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der in Schritt S700 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S730 berechnet worden ist, verglichen, sodass bestimmt wird, ob der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S730 berechnet worden ist, höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$  ist, der in Schritt S710 berechnet worden ist. Wenn der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$  ist, wird die Drehzahl R des Kompressors 100 wieder herabgesetzt, und hiernach wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 verkleinert, dies in Schritt S720, sodass die gegenwärtige Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten bleibt. Hiernach wird der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  wieder in Schritt S730 berechnet, und werden der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal in Schritt S730 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal in Schritt S730 berechnet worden ist, in Schritt S740 verglichen. Das heißt, bis der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet worden ist, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar

zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder kleiner als dieser wird, wird der Regelungsbetrieb der Schritte S720–S740 wiederholt.

Wenn bestimmt wird, dass der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet wird, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder niedriger als dieser ist, wird die Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft in Schritt S750 berechnet, und wird die Temperatur  $T_r$  der von den Kühler 200 aus geblasenen Luft in Schritt S760 festgestellt. Als Nächstes wird in Schritt S770 die festgestellte Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft mit der Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft verglichen. Wenn die Lufttemperatur  $T_r$  gleich der Solltemperatur  $T_t$  ist, bleiben der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl R des Kompressors 100 in den gegenwärtigen Zuständen (d. h. in den Zuständen des letzten Mals in Schritt S720) aufrechterhalten. Wenn sich die Temperatur  $T_r$  der in den Raum von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft von der Solltemperatur  $T_t$  unterscheidet, wird der Regelungsbetrieb der Schritte S780–S830 in Fig. 14 durchgeführt. Das heißt, wenn sich die Temperatur  $T_r$  der in den Raum von dem Kühler 200 aus eingeblasenen Luft von der Solltemperatur  $T_t$  in Schritt S770 unterscheidet, wird die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 mittels des Kühlmittel-Temperatur-sensors 610 in Schritt S780 festgestellt, wird der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite in Schritt S790 geregelt, und wird die Drehzahl R des Kompressors 100 in Schritt S800 geregelt, wird die Solltemperatur  $T_t$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft in Schritt S810 berechnet, und wird die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft mittels des Auslassluft-Temperatur-sensors 650 in Schritt S820 festgestellt. Jetzt werden der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 und die Drehzahl R des Kompressors 100 so geregelt, dass die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  und der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 auf der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  positioniert werden und die festgestellte Temperatur  $T_r$  der in den Raum von den Kühler 200 aus geblasenen Luft zu der Solltemperatur  $T_t$  wird. Bis bestimmt wird, dass die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler aus geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  in Schritt S830 ist, wird der in den Schritten S780–S830 beschriebene Regelungsbetrieb durchgeführt. Nachdem bestimmt worden ist, dass die Temperatur  $T_r$  der von dem Kühler 200 aus geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  in Schritt S830 ist, bewegt sich das Regelungsprogramm zu Schritt S680, und wird die Betriebsregelung der Schritte S680–S830 wiederholt.

Gemäß der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  (d. h. der effektive Leistungskoeffizient) des Kühlmittelzyklus auf der Grundlage der Menge der sich bewegendenden Wärme, die sich von dem Verdampfer 400 aus zu dem Kühler 200 hin bewegt, und der verbrauchten Energie, die von dem Kompressor 100 verbraucht wird, berechnet, und dann werden die Kühlmittelmenge (d. h. die Drehzahl R), die von dem Kompressor 100 abgegeben wird, und der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 auf der Grundlage des effektiven Wirkungsgrades  $\eta$  berechnet. Entsprechend wird der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  vergrößert, während die notwendige Kapazität der Bauteile des Kühlmittelzyklus erreicht ist.

Nachfolgend wird eine dritte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 15 beschrieben. Bei der oben beschriebenen zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, nachdem die Drehzahl R (die Abgabe-Kühlmittelmenge) des



Kompressors 100 verändert worden ist, der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 geregelt. Bei der dritten Ausführungsform wird jedoch, nachdem der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 verändert worden ist, die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge geregelt. Das heißt, der Regelungsbetrieb der Schritte S690-S740 in Fig. 13 wird verändert, wie in Fig. 15 dargestellt ist. Bei der dritten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen bei der oben beschriebenen zweiten Ausführungsform.

Wie in Fig. 15 dargestellt ist, wird in Schritt S691, nachdem der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 größer gemacht worden ist, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite um einen vorbestimmten Druck (beispielsweise um 0,1 MPa) gesenkt wird, die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 erhöht, sodass die gegenwärtige Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten bleibt. Als Nächstes wird in Schritt S701 der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus in der gleichen Weise wie in Schritt S680 berechnet. Als Nächstes werden in Schritt S711 der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der in Schritt S680 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S711 berechnet worden ist, verglichen, sodass bestimmt wird, ob der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S711 berechnet worden ist, höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der in Schritt S680 berechnet worden ist, ist oder nicht. Wenn der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$  ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite weiter um einen vorbestimmten Druck (beispielsweise um 0,1 MPa) herabgesetzt wird, und danach wird die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 in Schritt S691 wieder erhöht, sodass die gegenwärtige Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten bleibt. Danach wird der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  in Schritt S701 wieder berechnet, und werden der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der bei dem vorausgehenden Mal in Schritt S701 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der beim gegenwärtigen Mal in Schritt S701 berechnet worden ist, in Schritt S711 verglichen. Das heißt, bis der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet worden ist, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder geringer als dieser wird, wird die Betriebsregelung der Schritte S691-S711 wiederholt.

Wenn in Schritt S711 bestimmt wird, dass der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet wird, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder niedriger als dieser ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 kleiner gemacht, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite um einen vorbestimmten Druck (beispielsweise um 0,1 MPa) erhöht wird, und wird die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 in Schritt S721 herabgesetzt, sodass die gegenwärtige Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten bleibt. Als Nächstes wird in Schritt S731 der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus in der gleichen Weise wie in Schritt S680 berechnet. Als Nächstes werden in Schritt S741 der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das letzte Mal in Schritt S701 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S731 berechnet worden ist, verglichen, sodass bestimmt wird, ob der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der in Schritt S731 berechnet wor-

den ist, höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der in Schritt S701 berechnet worden ist, ist. Wenn der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  höher als der vorausgehende effektive Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$  ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 verkleinert, sodass der Kühlmitteldruck  $P_h$  an der Hochdruckseite weiter um einen vorbestimmten Druck (beispielsweise um 0,1 MPa) erhöht wird, und hiernach wird die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 in Schritt S721 wieder abgesenkt, sodass die gegenwärtige Heizkapazität von Schritt S680 aufrechterhalten bleibt. Hiernach wird der effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$  wieder in Schritt S731 berechnet, und werden der vorausgehende Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der bei dem vorausgehenden Mal in Schritt S731 berechnet worden ist, und der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der bei dem gegenwärtigen Mal in Schritt S731 berechnet worden ist, in Schritt S741 verglichen. Das heißt, bis der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet worden ist, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder niedriger als dieser ist, wird die Betriebsregelung der Schritte S721-S741 wiederholt.

Wenn bestimmt wird, dass der gegenwärtige effektive Wirkungsgrad  $\eta_n$ , der das gegenwärtige Mal berechnet worden ist, gleich dem vorausgehenden effektiven Wirkungsgrad  $\eta_{n-1}$ , der das vorausgehende Mal, und zwar zu einer Zeit einmal vor dem gegenwärtigen Mal, berechnet worden ist, oder niedriger als dieser ist, wird die Betriebsregelung in Schritt S750 in Fig. 13 durchgeführt. Auf diese Weise kann bei der dritten Ausführungsform die Wirkung gleich derjenigen der oben beschriebenen zweiten Ausführungsform erreicht werden.

Nachfolgend wird eine vierte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 16 und 17 beschrieben. Bei einem Kühlmittelzyklus der vierten Ausführungsform ist ferner ein Kühlmittel-Temperatursensor 670 zum Feststellen der Temperatur des Kühlmittels, unmittelbar nachdem dieses von dem Kompressor 100 abgegeben worden ist, im Vergleich mit der Struktur des bei der ersten Ausführungsform beschriebenen Kühlmittelzyklus vorgesehen. Bei der vierten Ausführungsform werden die Kühlmittelmenge, die von dem Kompressor 100 abgegeben wird, und der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 geregelt, sodass der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  so groß wie möglich vergrößert wird, während die Temperatur des Kühlmittels, die mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 670 festgestellt wird, gleich einer vorbestimmten Temperatur  $T_{do}$ , (beispielsweise etwa 150°C bei der vierten Ausführungsform) oder niedriger als diese wird.

Als Nächstes wird der Regelungsbetrieb des Kühlmittelzyklus gemäß der vierten Ausführungsform unter Bezugnahme auf Fig. 17 beschrieben. Bei der vierten Ausführungsform sind die Regelungsschritte von S680 an, die bei der obigen zweiten Ausführungsform beschrieben worden sind, verändert. Das heißt, der Regelungsbetrieb, der in den Schritten S500 bis S670 bei der zweiten Ausführungsform beschrieben worden ist, ist gleich demjenigen bei der vierten Ausführungsform.

Wie in Fig. 17 dargestellt ist, wird nach Schritt S670 in Fig. 12 die Temperatur  $T_d$  des unmittelbar von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 670 festgestellt und in Schritt S682 eingegeben. Als Nächstes wird in Schritt S702 bestimmt, ob die festgestellte Kühlmitteltemperatur  $T_d$  gleich einer vorbestimmten Temperatur  $T_{do}$  oder niedriger als diese ist. Wenn bestimmt wird, dass die Kühlmitteltemperatur  $T_d$  gleich der vorbestimmten Temperatur  $T_{do}$  oder niedriger als

diese ist, wird der Regelungsbetrieb von Schritt S680 bei der zweiten Ausführungsform an durchgeführt.

Wenn andererseits in Schritt S702 bestimmt wird, dass die Kühlmitteltemperatur  $T_d$  höher als die vorbestimmte Temperatur  $T_{do}$  ist, wird der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  (d. h. der effektive Leistungskoeffizient) des Kühlmittelzyklus in Schritt S712 in gleicher Weise wie bei der oben beschriebenen ersten Ausführungsform berechnet. Als Nächstes wird in den Schritten S722 und S723, wenn der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert wird, so dass der Kühlmitteldruck  $P_d$  um einen vorbestimmten Druck (beispielsweise um 0,2 MPa) herabgesetzt wird, während die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge nicht geändert wird, die Kühlmitteltemperatur  $T_d$  an der Hochdruckseite berechnet (simuliert). Das heißt, der Kühlmitteldruck  $P_d$  wird um den vorbestimmten Druck (beispielsweise um 0,2 MPa) in Schritt S722 herabgesetzt, und eine erste theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth1}$  wird in Schritt S732 berechnet vorausgesetzt, dass die Kühlmittelmenge (Drehzahl  $R$ ), die von dem Kompressor 100 abgeben wird, nicht verändert wird.

Als Nächstes werden in Schritt S742 die erste theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth1}$  und die vorbestimmte Temperatur  $T_{do}$  verglichen. Wenn in Schritt S742 die erste theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth1}$  höher als die vorbestimmte Temperatur  $T_{do}$  ist, wird der Regelungsbetrieb der Schritte S722–S742 wiederholt. Wenn in Schritt S742 die erste theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth1}$  gleich der vorbestimmten Temperatur  $T_{do}$  ist, wird der effektive Wirkungsgrad  $\eta_1$  (d. h. der effektive Leistungskoeffizient) des Kühlmittelzyklus in Schritt S752 unter der Simulationsbedingung gleich der Berechnung von Schritt S712 berechnet. Als Nächstes wird in Schritt S762 die Drehzahl des Kompressors 100 um eine vorbestimmte Drehzahl (beispielsweise um 500 Upm) herabgesetzt, sodass die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge verkleinert wird, während der Kühlmitteldruck an der Hochdruckseite des Kühlmittelzyklus nicht verändert wird. In diesem Zustand wird in Schritt S772 eine zweite theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth2}$  an der Hochdruckseite in Schritt S772 berechnet.

Als Nächstes werden in Schritt S782 die zweite theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth2}$  und die vorbestimmte Temperatur  $T_{do}$  verglichen. Wenn in Schritt S782 die zweite theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth2}$  höher als die vorbestimmte Temperatur  $T_{do}$  ist, wird der Regelungsbetrieb der Schritte S762–S782 wiederholt. Wenn in Schritt S782 die zweite theoretische Kühlmitteltemperatur  $T_{dth2}$  gleich der vorbestimmten Temperatur  $T_{do}$  oder niedriger als diese ist, wird der effektive Wirkungsgrad  $\eta_2$  (d. h. der effektive Leistungskoeffizient) des Kühlmittelzyklus in Schritt S792 unter der Simulationsbedingung gleich der Berechnung von Schritt S712 berechnet. Als Nächstes werden in Schritt S802 der effektive Wirkungsgrad  $\eta_1$ , der in Schritt S752 berechnet worden ist, und der effektive Wirkungsgrad  $\eta_2$ , der in Schritt S792 berechnet worden ist, verglichen. Wenn der effektive Wirkungsgrad  $\eta_1$ , der in Schritt S752 berechnet worden ist, gleich dem effektiven Wirkungsgrad  $\eta_2$  oder niedriger als dieser ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 vergrößert, sodass der Kühlmitteldruck  $P_d$  in Schritt S812 herabgesetzt wird. Wenn andererseits der effektive Wirkungsgrad  $\eta_1$ , der in Schritt S752 berechnet worden ist, kleiner als der effektive Wirkungsgrad  $\eta_2$  ist, wird die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 herabgesetzt, so dass die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge verkleinert wird. Hiernach kehrt der Regelungsbetrieb zu Schritt S682 zurück.

Gemäß der vierten Ausführungsform der vorliegenden

Erfindung werden die von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittelmenge und der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so geregelt, dass der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus höher wird, während die Kühlmitteltemperatur auf der Hochdruckseite gleich der vorbestimmten Temperatur  $T_{do}$  oder niedriger als diese gemacht wird. Entsprechend kann verhindert werden, dass die Bauteile des überkritischen Kühlmittelzyklus durch Wärme bzw. Hitze beeinträchtigt werden, während der effektive Wirkungsgrad  $\eta$  des Kühlmittelzyklus erhöht wird.

Nachfolgend wird eine fünfte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 18 und 19 beschrieben. Bei der oben beschriebenen ersten Ausführungsform findet der überkritische Kühlmittelzyklus Anwendung bei einer Klimaanlage zum Heizen. Bei der fünften Ausführungsform findet jedoch der überkritische Kühlmittelzyklus typischerweise Anwendung bei einer Klimaanlage zum Kühlen. Bei dem überkritischen Kühlmittelzyklus der fünften Ausführungsform erfährt Luft innerhalb des Raums einen Wärmeaustausch mit Kühlmittel in dem Verdampfer 400, um mittels des Verdampfers 400 gekühlt zu werden. Andererseits erfährt in dem Kühler 200 das Kühlmittel einen Wärmeaustausch mit Außenluft von außerhalb des Raums, sodass die in dem Verdampfer 400 absorbierte Kühlmittelwärme an die Außenluft in dem Kühler 200 abgestrahlt wird. Weiter sind der Einlassluft-Tempersensor 640 und der Auslassluft-Tempersensor 650 an der Seite des Luft-Einlasses und an der Seite des Luft-Auslasses des Verdampfers 400 vorgesehen. Bei der fünften Ausführungsform sind die übrigen Bauteile des überkritischen Kühlmittelzyklus gleich denjenigen bei dem bei der ersten Ausführungsform beschriebenen überkritischen Kühlmittelzyklus. Ferner ist der übrige Regelungsbetrieb mit Ausnahme der Regelung des Kühlmitteldrucks auf der Hochdruckseite, dargestellt in den Schritten S230–S270, gleich demjenigen der Klimaanlage zum Heizen, der bei der ersten Ausführungsform beschrieben ist.

Als Nächstes wird in der Hauptsache der Regelungsbetrieb, der sich von der Regelung in Schritt S240 in Fig. 3 der ersten Ausführungsform unterscheidet, beschrieben. Fig. 18 zeigt einen Teil des Regelungsbetriebs des überkritischen Kühlmittelzyklus gemäß der fünften Ausführungsform, der sich von dem Regelungsbetrieb des überkritischen Kühlzyklus der ersten Ausführungsform unterscheidet. Bei den Regelungsschritten von Fig. 18 sind die Schritte, die gleich denjenigen in Fig. 3 der ersten Ausführungsform sind, mit den gleichen Schritzzahlen bezeichnet.

Wie in Fig. 18 dargestellt ist, wird, nachdem die Solltemperatur  $T_t$  der in Richtung zu dem Raum hin geblasenen Luft in Schritt S220 berechnet worden ist, die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Kühlmittel-Auslassseite des Kühlers 200 mittels des Kühlmittel-Tempersensors 610 in Schritt S230 berechnet. Als Nächstes wird in Schritt S232 bestimmt, ob das Antriebsmoment  $DT$  von dem Inverter zu dem Elektromotor  $M$  des Kompressors 100 gleich einem vorbestimmten Drehmoment  $D_{To}$  oder kleiner als dieses ist. Bei der fünften Ausführungsform besitzt das Antriebsmoment  $DT$  des Kompressors 100 (des Elektromotors  $M$ ) das tatsächliche erzeugte Antriebsmoment in der Klimaanlage und ein Regelung-Soll-Antriebsmoment der ECU 700, das nicht tatsächlich erzeugt wird. Weiter wird das vorbestimmte Moment  $D_{To}$  auf der Grundlage eines maximalen Moments in dem Kompressor 100 (d. h. in dem Elektromotor  $M$ ) bestimmt.

Wenn in Schritt S232 bestimmt wird, dass das Antriebsmoment  $DT$  von dem Inverter zu dem Elektromotor  $M$  des Kompressors 100 gleich dem vorbestimmten Moment  $D_{To}$  oder kleiner als dieses ist, wird eine erste Hochdruckrege-

lung in Schritt S241 durchgeführt. Das heißt, in Schritt S241 wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so geregelt, dass die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  und der Kühlmittel-  
druck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 in der mittels der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  in Fig. 6 dargestellten Beziehung stehen. Hiernach wird die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 in Schritt S250 so geregelt, dass die Temperatur  $T_r$  der mit dem Verdampfer 400 aus zu dem Raum hin geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  wird.

Wenn andererseits in Schritt S232 bestimmt wird, dass das Antriebsmoment  $DT$  von dem Inverter an den Elektromotor  $M$  des Kompressors 100 größer als das vorbestimmte Moment  $DTo$  ist, wird eine zweite Hochdruckregelung in Schritt S242 durchgeführt. Das heißt, in Schritt S242 wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so geregelt, dass der Kühlmittel-  
druck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 um einen vorbestimmten Druck (beispielsweise um 1,1 MPa) niedriger als ein Soll-  
druck  $T_p$  wird, der auf der Grundlage der Beziehung zwischen der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  und der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  bestimmt wird. Hiernach wird die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 in Schritt S250 so geregelt, dass die Temperatur  $T_r$  der von dem Verdampfer 400 aus zu dem Raum hin geblasenen Luft gleich der Solltemperatur  $T_t$  wird. Die mittels des Verdampfers 400 erzeugte Kühlkapazität ist das Produkt der Enthalpiedifferenz zwischen der Kühlmittel-Auslassseite und der Kühlmittel-Einlassseite des Verdampfers 400 und der Kühlmittelmenge, die durch den Verdampfer 400 hindurch strömt. Daher ist die Bedeutung, dass die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 so geregelt wird, dass die Temperatur  $T_r$  der in den Raum geblasenen Luft zu der Solltemperatur  $T_t$  wird, die gleiche wie die Bedeutung, dass die Kühlmittelmenge, die durch den Verdampfer 400 hindurch strömt, so geregelt wird, dass die mittels des Verdampfers 400 erzeugte Kühlkapazität eine vorbestimmte Kapazität wird.

Gemäß der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die Luftmenge, die durch den Kühler 200 hindurch strömt, klein ist oder wenn die Temperatur der Luft zum Kühlen des Kühlers 200 erhöht ist, der Kühlmittel-  
druck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 erhöht. In diesem Fall wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 so geregelt, dass der Kühlmittel-  
druck  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 entlang der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  erhöht wird. Jedoch wird mit einer Erhöhung des Kühlmittel-  
drucks  $P_h$  an der Auslassseite des Kühlers 200 das für den Antrieb des Kompressors 100 notwendige Moment vergrößert, wird der elektrische Strom des Inverters, der dem Elektromotor  $M$  zugeführt wird, vergrößert, und kann einen elektrischer Überstrom dem Inverterkreis zugeführt werden.

Tatsächlich wird, bevor der elektrische Überstrom auf den Inverter zur Einwirkung gebracht wird, ein Verhinderungs-  
kreis in Betrieb genommen, und wird der elektrische Strom des Inverters nicht erhöht. Entsprechend wird der Kühlmittel-  
druck an der Auslassseite des Kühlers 200 nicht erhöht, und daher wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 weiter verkleinert. Als eine Folge wird die Kühlmittel-  
menge, die in dem Kühlmittelzyklus zirkuliert, verkleinert, und wird die Kühlkapazität nicht vergrößert. Zur Überwindung dieses Problems kann die Kapazität des Inverters vergrößert werden, oder kann der Elektromotor  $M$  vergrößert werden. Jedoch sind in diesem Fall die Kosten für die Herstellung der Klimaanlage vergrößert.

Gemäß der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung werden das Druckregelventil 300 und die Drehzahl  $R$  des Kompressors 100 so geregelt, dass das Antriebsmoment des Kompressors 100 gleich einem vorbestimmten Moment oder kleiner als dieses ist. Daher kann sogar dann, wenn die Luftmenge, die in den Kühler 200 einströmt, klein

ist, oder sogar dann, wenn die Temperatur der durch den Kühler 200 hindurch tretenden Luft hoch ist, eine vorbestimmte Kühlkapazität erreicht werden, während die Klimaanlage zu geringen Kosten herstellbar ist.

- 5 Das Antriebsmoment  $DT$  ist durch die nachfolgenden Formeln (1) und (2) angegeben.

$$DT = k \cdot P_{low}(\alpha^n - 1) \quad (1)$$

$$10 \alpha (\text{Kompressionsverhältnis}) = P_h / P_{low} \quad (2)$$

Hierbei ist:  $n > 0$ ,  $k$  ein Koeffizient, der durch einen Kompressor bestimmt ist,  $P_{low}$  der niederdruckseitige Kühlmittel-  
druck eines überkritischen Kühlmittelzyklus von der Auslassseite des Druckregelventils 300 zu der Ansaugseite des Kompressors 100 und  $P_h$  der hochdruckseitige Kühlmittel-  
druck des überkritischen Kühlmittelzyklus von der Auslassseite des Kompressors 100 zu der Einlassseite des Druckregelventils 300. Wenn der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 größer wird und der hochdruckseitige Kühlmittel-  
druck  $P_h$  abgesenkt wird, wird der niederdruckseitige Kühlmittel-  
druck  $P_{low}$  weiter erhöht. Weil jedoch in diesem Fall das Kompressionsverhältnis  $\alpha$  kleiner wird, wird das Antriebsmoment  $DT$  des Kompressors 100 kleiner. Andererseits wird, wenn die Drehzahl des Kompressors 100 erhöht wird, der Druckverlust (der Dekompressionsgrad) in dem Druckregelventil 300 größer, und wird der niederdruckseitige Kühlmittel-  
druck  $P_{low}$  herabgesetzt. Jedoch wird in diesem Fall das Kompressionsverhältnis  $\alpha$  größer, und wird das Antriebsmoment  $DT$  des Kompressors 100 vergrößert.

Auf diese Weise besitzt, wie in Fig. 19 dargestellt ist, wenn das Antriebsmoment  $DT$  sich in einem Schwellwertzustand befindet, das Antriebsmoment  $DT$  (beispielsweise der Inverterstrom IAC 18A) einen konstanten Wert. In diesem Fall ist, wie in Fig. 9 dargestellt ist, durch Erhöhung der Drehzahl des Kompressors 100 von 1.000 Upm auf 2.500 Upm die Kühlkapazität  $Q$  um 1,4 kW vergrößert, und kann eine Soll-Kühlkapazität erreicht werden.

In dem ersten Hochdruckregelungsbereich wird die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 niedriger als eine vorbestimmte Temperatur (beispielsweise 45°C bei der fünften Ausführungsform) eingestellt. In Fig. 19 beträgt die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  55°C, und wird die zweite Hochdruckregelung, bei der das notwendige Antriebsmoment  $DT$  größer als das vorbestimmte Moment  $DTo$  ist, eingestellt. Bei der zweiten Hochdruckregelung wird sogar dann, wenn der hochdruckseitige Kühlmittel-  
druck  $P_h$  und die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 nicht in der mittels der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  dargestellten Beziehung stehen, der Leistungskoeffizient (COP) des Kühlmittelzyklus nicht stark beeinträchtigt, wie in Fig. 9 dargestellt.

Nachfolgend wird eine sechste bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 20 beschrieben. Wie bei der fünften Ausführungsform beschrieben worden ist, wird das Antriebsmoment  $DT$  des Kompressors 100 entsprechend der Erhöhung des hochdruckseitigen Kühlmittel-  
druck  $P_h$  vergrößert. Weiter wird in einem Fall, bei dem die Abstrahlungskapazität bzw. Kühlkapazität des Kühlers 200 nicht stark verändert wird, wenn der hochdruckseitige Kühlmittel-  
druck  $P_h$  erhöht wird, die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 erhöht.

Somit wird bei der sechsten Ausführungsform die zweite Hochdruckregelung, die in Schritt S242 in Fig. 18 der fünften Ausführungsform beschrieben worden ist, durchgeführt, wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 höher als eine vorbestimmte Temperatur  $T_g1$

(beispielsweise 45°C bei der sechsten Ausführungsform) ist. Das heißt, wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 höher als die vorbestimmte Temperatur  $T_{g1}$  (beispielsweise 45°C) ist, wird bestimmt, dass das Antriebsmoment  $D_t$  größer als das vorbestimmte Moment ist, und wird die zweite Hochdruckregelung durchgeführt, die mittels der ausgezogenen Linie in Fig. 20 dargestellt ist. Andererseits wird, wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 niedriger als die vorbestimmte Temperatur (beispielsweise 45°C) ist, bestimmt, dass das Antriebsmoment  $D_t$  niedriger als das vorbestimmte Moment ist, und wird die erste Hochdruckregelung durchgeführt, wie in Fig. 20 dargestellt ist. In Fig. 20 gibt die gestrichelte Linie einen Vergleich ohne eine Korrektur an. Bei der sechsten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen der oben beschriebenen fünften Ausführungsform.

Nachfolgend wird eine siebte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 21 beschrieben. Wie bei der fünften Ausführungsform beschrieben worden ist, wird das Drehmoment  $D_t$  des Kompressors 100 mit einer Veränderung des niederdruckseitigen Kühlmitteldrucks  $P_{low}$  geändert. Wenn beispielsweise die Temperatur oder die Menge der Luft, die in den Verdampfer 400 einströmt, geändert wird, wird der Kühlmitteldruck  $P_{low}$  geändert, und wird das Antriebsmoment  $D_t$  des Kompressors 100 geändert. Auf diese Weise wird bei der siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 höher als eine vorbestimmte Temperatur (beispielsweise 45°C) ist, ein Sollhochdruck, der auf der Grundlage der geeigneten Regelungslinie und der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  bestimmt wird, korrigiert, um herabgesetzt werden. Die Größe der Druckkorrektur für die Herabsetzung des Sollhochdrucks wird größer, wenn der niederdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_{low}$  höher wird. Wenn beispielsweise, wie in Fig. 21 dargestellt ist, der Kühlmitteldruck  $P_{low}$  gleich 6 MPa oder höher ist, wird die Größe der Druckkorrektur zur Herabsetzung des Sollhochdrucks größer im Vergleich mit einem Fall, bei dem der Kühlmitteldruck  $P_{low}$  gleich 4 MPa oder niedriger ist. In Fig. 21 gibt die gestrichelte Linie einen Vergleich ohne eine Korrektur an.

Bei der siebten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen der oben beschriebenen fünften und sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine achte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 22 beschrieben. Bei der oben beschriebenen fünften bis siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn das Antriebsmoment  $D_t$  des Kompressors 100 größer als das vorbestimmte Moment  $D_{to}$  wird oder wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 höher als die vorbestimmte Temperatur wird, die zweite Hochdruckregelung durchgeführt. Bei der achten Ausführungsform ist der Soll-Inverterstrom (IAC), der dem Elektromotor M zuzuführen ist, größer als ein vorbestimmter Strom (beispielsweise 16A bei der achten Ausführungsform), wird die Korrekturgröße  $\Delta Ph_1$  des Drucks gegenüber dem Soll-Inverterstrom IAC bestimmt, wie mittels der ausgezogenen Linie in Fig. 22 dargestellt ist. Ferner wird das Druckregelventil 300 so geregelt, dass der Sollhochdruck  $Ph$  um die Korrekturgröße  $\Delta Ph_1$  des Drucks abgesenkt wird. Wie in Fig. 22 dargestellt ist, wird, wenn der Soll-Inverterstrom IAC, der dem Elektromotor M zuzuführen ist, größer als der vorbestimmte Strom (beispielsweise 16A bei der achten Ausführungsform) ist, die Druck-Korrekturgröße  $\Delta Ph_1$  des Sollhochdrucks  $Ph$  vergrößert. Wie in Fig. 22 dargestellt ist, ist in einem Vergleichsfall der Sollhochdruck

nicht korrigiert.

Bei der achten Ausführungsform wird, nachdem der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $Ph$  mittels des Druckregelventils 300 korrigiert worden ist, die Drehzahl des Kompressors 100 so geregelt, dass die Temperatur  $T_r$  der Luft, die in den Raum eingeblasen wird, zu der Solltemperatur  $T_t$  wird.

Nachfolgend wird eine neunte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 23 beschrieben. Bei der neunten Ausführungsform wird, wenn die Druck-Korrekturgröße  $\Delta Ph$  auf der Grundlage des Soll-Inverterstroms in gleicher Weise wie bei der oben beschriebenen achten Ausführungsform bestimmt wird, die Druck-Korrekturgröße  $\Delta Ph$  größer eingestellt, wenn bzw. weil der niederdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_{low}$  höher wird. Wenn beispielsweise, wie in Fig. 23 dargestellt ist, der Kühlmitteldruck  $P_{low}$  gleich 6 MPa oder höher ist, wird die Druck-Korrekturgröße für die Herabsetzung des Sollhochdrucks auf  $\Delta Ph_2$  verändert mit dem Inverterstrom IAC(A) eingestellt. Andererseits wird, wenn der Kühlmitteldruck  $P_{low}$  gleich 4 MPa oder niedriger ist, die Druck-Korrekturgröße zur Herabsetzung des Sollhochdrucks auf  $\Delta Ph_1$  verändert mit dem Inverterstrom IAC(A) eingestellt. Die Druck-Korrekturgröße  $\Delta Ph_2$  ist größer als die Druck-Korrekturgröße  $\Delta Ph_1$ , wie in Fig. 23 dargestellt ist. Bei der neunten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen der oben beschriebenen achten Ausführungsform.

Nachfolgend wird eine zehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 24 beschrieben. Bei der zehnten Ausführungsform wird die Regelung des hochdruckseitigen Kühlmitteldrucks  $Ph$  dargestellt in den Schritten S230-S270 in Fig. 3 bei der ersten Ausführungsform verändert. Das heißt, hauptsächlich unterscheidet sich die Regelung des hochdruckseitigen Kühlmitteldrucks in Schritt S240. Die übrigen Teile der zehnten Ausführungsform sind gleich denjenigen der oben beschriebenen ersten Ausführungsform.

Als Nächstes werden hauptsächlich die unterschiedlichen Punkte gegenüber der Regelung des hochdruckseitigen Kühlmitteldrucks der ersten Ausführungsform beschrieben. Während des Heizbetriebs des Kühlzyklus wird, wenn die Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  zwischen der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 und der Temperatur  $T_a$  der Luft, die durch den Kühler 200 hindurch tritt, um einen Wärmeaustausch mit Kühlmittel zu erfahren, gleich einer vorbestimmten Temperaturdifferenz  $\Delta T_o$  oder größer als diese ist, die Drehzahl des Kompressors 100 herabgesetzt, sodass die von dem Kompressor 100 abgegebene Strömungsmenge im Vergleich mit einem Fall verkleinert wird, bei dem die Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  kleiner als die vorbestimmte Temperaturdifferenz  $\Delta T_o$  ist. Wenn weiter die Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  gleich der vorbestimmten Temperaturdifferenz  $\Delta T_o$  oder größer als diese ist, wird der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 korrigiert und so geregelt, dass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $Ph$  höher als der hochdruckseitige Soll-Kühlmitteldruck wird, der auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 entsprechend der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  wird.

Wie in Fig. 24 dargestellt ist, wird, wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 33°C beträgt, die Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  im Vergleich mit einem Fall, bei dem die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  23°C beträgt, größer. In diesem Fall wird das Druckregelventil 300 so geregelt, dass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $Ph$  höher als der Sollhochdruck wird, der auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  und der geeigneten Regelungslinie

$\eta$ , bestimmt wird. Beispielsweise wird in Fig. 24 der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  um 1,5 MPa im Vergleich mit dem Sollhochdruck erhöht.

Dies bedeutet beispielsweise, dass dann, wenn die Temperatur der durch den Kühler 200 hindurch tretenden Luft niedriger als die Kühlmitteltemperatur an dem Auslass des Kühlers 200 ist, ein Teil der Wärmemenge, die von dem Kühlmittel aus an Luft übertragen werden kann, in dem Kühlmittel verbleibt, und dass der Heizwirkungsgrad der Kühlmittelzyklus nicht größer wird. Hierbei ist der Heizwirkungsgrad das Verhältnis der Wärmeenergiemenge, die als die Heizkapazität wiedergewonnen wird, zu der Gesamtenergie, die für einen überkritischen Kühlmittelzyklus verwendet wird.

Wenn die Strömungsmenge des von dem Kühler 200 abgegebenen Kühlmittels groß ist, wird die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels innerhalb des Kühlers 200 schneller, wird die Wärmeaustauschzeit, während der das Kühlmittel und Luft einen Wärmeaustausch erfahren, kürzer, und wird daher keine zum Heizen ausreichende Wärmemenge von dem Kühlmittel in dem Kühler 200 übertragen. Wenn andererseits die Strömungsmenge des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels kleiner wird, wird die von dem Kühlmittel an Luft übertragene Wärmemenge vergrößert, während das Kühlmittel durch den Kühler 200 hindurch tritt, und wird der Wirkungsgrad des Wärmeaustauschs in dem Kühler 200 vergrößert. Weil jedoch in diesem Fall die Strömungsmenge des von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittels verkleinert wird, wird die absolute Wärmemenge des Kühlmittels, die an Luft zu übertragen ist, verkleinert, und ist die Wärmekapazität verkleinert.

Gemäß der zehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  gleich der vorbestimmten Temperatur  $T_o$  oder größer als diese ist, die Drehzahl des Kompressors 100 verkleinert, so dass die Strömungsmenge des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels im Vergleich mit einem Fall verkleinert wird, bei dem die Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  kleiner als die vorbestimmte Temperatur  $T_o$  ist. Ferner wird das Druckregelventil 300 so geregelt, dass der hochdruckseitige Soll-Kühlmitteldruck  $P_h$  höher als ein Solldruck wird, der auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 entsprechend der geeigneten Regelungslinie  $\eta$  bestimmt wird. Beispielsweise wird bei dem in Fig. 24 dargestellten Fall das Druckregelventil 300 korrigiert, wenn die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  33°C beträgt, sodass der hochdruckseitige Soll-Kühlmitteldruck um  $\Delta P_h$  beispielsweise um 1,5 MPa erhöht wird. Daher ist der Wirkungsgrad des Wärmeaustauschs des Kühlers 200 verbessert, und ist der Heizwirkungsgrad verbessert, dies bei einem Vergleich mit einem Vergleichsbeispiel, bei dem der hochdruckseitige Soll-Kühlmitteldruck nicht korrigiert ist.

Bei der zehnten Ausführungsform wird vorzugsweise die Temperatur der durch den Kühler 200 hindurch tretenden Luft an der luftstromabwärtigen Seite des Kühlers 200 festgestellt. Jedoch kann durch geeignetes Auswählen der vorbestimmten Temperaturdifferenz die an der luftstromaufwärtigen Seite des Kühlers 200 festgestellte Temperatur verwendet werden.

Nachfolgend wird eine elfte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 25 bis 28B beschrieben. Bei der elften Ausführungsform findet die vorliegende Erfindung typischerweise Anwendung bei einer Klimaanlage für ein Fahrzeug. Wie in Fig. 25 dargestellt ist, ist ein Klimatisierungs-Gehäuse 800 zur Bildung eines Luftdurchtritts vorgesehen, durch den hindurch Luft in einen Fahrgastraum geblasen wird. Weiter ist ein stromaufwärtiger Luftdurchtritt des Kühlers 200 in einen

Außenluft-Durchtritt 810, durch den hindurch Außenluft von außerhalb des Fahrgastraums aus eingeführt wird, und in einen Innenluft-Durchtritt 820 aufgeteilt, durch den hindurch Innenluft von innerhalb des Fahrgastraums eingeführt wird. Ferner ist der Außenluft-Durchtritt 810 an der Kühlmittel-Auslassseite des Kühlers 200 vorgesehen, und ist der Innenluft-Durchtritt 820 an der Kühlmittel-Einlassseite des Kühlers 200 vorgesehen. Der Kühler 200 ist innerhalb des Klimatisierungs-Gehäuses 800 angeordnet. Bei der elften Ausführungsform sind die übrigen Bauteile des Kühlzyklus gleich denjenigen der oben beschriebenen ersten Ausführungsform. Bei der elften Ausführungsform werden während der Regelung des hochdruckseitigen Kühlmittels dargestellt in den Schritten S230-S270 bei der ersten Ausführungsform das Druckregelventil 300 und der Kompressor 100, wie weiter unten noch zu beschreiben ist, geregelt.

Das heißt, bei einem Zustand, bei dem Außenluft mindestens in den Außenluft-Durchtritt 810 eingeführt wird, wird das Druckregelventil 300 so geregelt, dass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  zu dem hochdruckseitigen Soll-Kühlmitteldruck wird, der auf der Grundlage der Außenlufttemperatur bestimmt wird, die mittels des Einlassluft-Temperaturensors 640 festgestellt wird, und wird die Drehzahl des Kompressors 100 so geregelt, dass die Temperatur  $T_r$  der in den Fahrgastraum eingeblasenen Luft zu der Solltemperatur  $T_t$  wird.

Fig. 26A, 27A und 28A zeigen die Beziehung zwischen der Heizkapazität  $Q_w$  und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $T_{am}$  -20°C, -10°C bzw. 0°C beträgt. Weiter zeigen Fig. 26B, 27B und 28B die Beziehung zwischen dem Leistungskoeffizienten (COP) des Kühlmittelzyklus und dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck  $P_h$ , wenn die Außenlufttemperatur  $T_{am}$  -20°C, -10°C bzw. 0°C beträgt. Wie in Fig. 26B, 27B und 28B dargestellt ist, ist der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$ , bei dem der Leistungskoeffizient (COP) des Kühlmittelzyklus in Hinblick auf die Außenlufttemperatur  $T_{am}$  maximal wird, etwa gleich.

Beispielsweise ist in Fig. 26B bezogen auf unterschiedliche Drehzahlen (9.000 Upm, 10.000 Upm, 12.000 Upm) des Kompressors 100 der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  um etwa 1,5 MPa auf der Grundlage der Außenlufttemperatur von -20°C im Vergleich zu einem Vergleichsbeispiel korrigiert. In diesem Fall beträgt der hochdruckseitige Kühlmitteldruck, bei dem der Leistungskoeffizient (COP) größer wird, etwa 9,5 Mpa. Wenn die Außenlufttemperatur -10°C oder 0 °C beträgt, ergibt sich das in Fig. 27A, 27B, 28A und 28B angegebene Ergebnis.

Gemäß der elften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die Außenluft mindestens in den Außenluft-Durchtritt 810 eingeführt wird, das Druckregelventil 300 so geregelt, dass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck  $P_h$  zu dem hochdruckseitigen Soll-Kühlmitteldruck wird, der auf der Grundlage der Außenlufttemperatur  $T_{am}$  bestimmt wird, und wird die Drehzahl des Kompressors 100 so geregelt, dass die Temperatur  $T_r$  der in den Fahrgastraum eingeblasenen Luft zu der Solltemperatur  $T_t$  der Luft wird. Entsprechend wird bei einem Vergleich mit einem Fall, bei dem das Druckregelventil 300 auf der Grundlage der Temperaturdifferenz  $\Delta T(T_g - T_a)$  zwischen der Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an der Auslassseite des Kühlers 200 und der Temperatur  $T_a$  der Luft, die durch den Kühler 200 hindurch tritt, geregelt wird, der Regelungsbetrieb des Druckregelventils 300 einfach.

Bei den oben beschriebenen Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung findet der überkritische Kühlmittelzyklus Anwendung bei einer Klimaanlage zum Heizen oder zum Kühlen. Jedoch kann der überkritische Kühlmittelzy-



klus auch Anwendung bei einer Klimaanlage finden, bei der Kühlbetrieb oder der Heizbetrieb selektiv geschaltet werden können.

Nachfolgend wird eine zwölfte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 29 beschrieben. Bei der zwölften Ausführungsform findet der überkritische Kühlmittelzyklus typischerweise Anwendung bei einer Klimaanlage. Bei der zwölften Ausführungsform sind die Bauteile gleich denjenigen der oben beschriebenen ersten Ausführungsform mit den gleichen Bezugszeichen wie bei der ersten Ausführungsform gekennzeichnet.

Bei der zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist der Kompressor 100 durch eine Antriebseinrichtung, beispielsweise durch einen Fahrzeugmotor, angetrieben und unter Verwendung eines in das Kühlmittel eingemischten Schmiermittels geschmiert. Das von dem Kompressor 100 abgegebene Kühlmittel wird in dem Kühler 200 gekühlt, und der Kühlmitteldruck an der Auslassseite des Kühlers 200 wird mittels des Druckregelventils 300 geregelt. Das in dem Druckregelventil 300 dekomprimierte Kühlmittel wird in dem Verdampfer 400 verdampft, und das Kühlmittel des Verdampfers 400 wird in gasförmiges Kühlmittel und in flüssiges Kühlmittel in dem Akkumulator 500 aufgeteilt.

Bei der zwölften Ausführungsform wird hauptsächlich der Akkumulator 500 beschrieben. Der Akkumulator 500 besitzt einen Behälterkörper 510, der gasförmiges Kühlmittel und flüssiges Kühlmittel aufnimmt. Ein erster Kühlmittelauslass 520, durch den hindurch hauptsächlich gasförmiges Kühlmittel in Richtung zu dem Kompressor 100 hin strömt, ist an der oberen Seite des Behälterkörpers 510 vorgesehen, und ein zweiter Kältemittelauslass 530, durch den hindurch flüssiges Fluid, das flüssiges Kühlmittel und Schmieröl enthält, strömt, ist an der unteren Seite des Behälterkörpers 510 vorgesehen. In dem flüssigen Fluid von dem Akkumulator 500 ist eine große Menge Schmieröl enthalten. Gasförmiges Kühlmittel, das von dem ersten Kühlmittelauslass 520 aus strömt, strömt in einen ersten Kühlmittel-Durchtritt 521 ein, und flüssiges Fluid, das von dem zweiten Kühlmittel-Auslass 530 aus strömt, strömt in einem zweiten Kühlmittel-Durchtritt 531 ein. Sowohl der erste als auch der zweite Kühlmittel-Durchtritt 521, 531 sind verbunden. Niederdruck-Kühlmittel von dem Akkumulator 500 und Hochdruck-Kühlmittel, bevor es in dem Druckregelventil 300 dekomprimiert wird, erfahren einen Wärmeaustausch in einem inneren Wärmetauscher 600. Unter Verwendung des inneren Wärmetauschers 600 wird die Enthalpie des Kühlmittels an der Einlassseite des Verdampfers 400 herabgesetzt, und kann die Kühlmittelkapazität des überkritischen Kühlmittelzyklus verbessert werden.

Bei der zwölften Ausführungsform bezeichnet hochdruckseitiges Kühlmittel Kühlmittel von der Abgabeseite des Kompressors 100 zu der Einlassseite des Druckregelventils 300 vor der Dekomprimierung in dem Druckregelventil 300. Andererseits bezeichnet niederdruckseitiges Kühlmittel Kühlmittel nach der Dekomprimierung in dem Druckregelventil 300.

Das von dem Akkumulator 500 abgegebene niederdruckseitige Kühlmittel wird mit Kühlmittel des gasförmigen Kühlmittels, das von dem ersten Kühlmittelauslass 520 strömt, und mit flüssigem Fluid von dem zweiten Kühlmittelauslass 530 vermischt. Die Menge des flüssigen Fluids, die von dem zweiten Kühlmittel-Auslass 530 aus strömt, wird mittels eines Strömungs-Regelungsventils 541 eingestellt, das in dem zweiten Kühlmittel-Durchtritt 531 angeordnet ist. Ein Kühlmittel-Temperatursensor 542 zum Feststellen der Temperatur des hochdruckseitigen Kühlmittels

ist in einem Kühlmittel-Durchtritt von der Kühlmittel-Abgabeseite des Kompressors 100 und der Kühlmittel-Einlassseite des Kühlers 200 angeordnet.

Die mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 542 festgestellte Kühlmitteltemperatur wird in eine Vergleichseinrichtung 543 eingegeben. Wenn die Feststellungstemperatur des Kühlmittel-Temperatursensors 542 höher als eine vorbestimmte Temperatur (beispielsweise 170°C) wird, gibt die Vergleichseinrichtung 543 ein Signal an eine Regelungseinrichtung 544 zum Regeln des Strömungs-Regelventils 541 ab.

Wenn das Signal von der Vergleichseinrichtung 543 an der Regelungseinrichtung 544 eingegeben wird, vergrößert die Regelungseinrichtung 544 den Öffnungsgrad des Strömungs-Regelungsventils 541. Wenn andererseits kein Signal von der Vergleichseinrichtung 543 an der Regelungseinrichtung 544 eingegeben wird, wird der Öffnungsgrad des Strömungs-Regelungsventils 541 durch die Regelungseinrichtung 544 verkleinert. Somit bilden bei der zwölften Ausführungsform das Strömungs-Regelungsventil 541, der Kühlmittel-Temperatursensor 542, die Vergleichseinrichtung 543 und die Regelungseinrichtung 544 eine Strömungs-Regelungseinheit 540.

Gemäß der zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die durch den Kühlmittel-Temperatursensor 542 festgestellte Kühlmitteltemperatur höher als eine vorbestimmte Temperatur (beispielsweise 170°C) ist, der Öffnungsgrad des Strömungs-Regelungsventils 541 vergrößert, sodass die Menge des von dem Akkumulator 500 aus zu dem Kompressor 100 geführten Schmieröls vergrößert wird. Daher kann sogar dann, wenn die Temperatur des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels erheblich erhöht ist, verhindert werden, dass der Kompressor 100 beeinträchtigt wird (durchbrennt).

Weil der zweite Kühlmittel-Auslass 530 an der unteren Seite des Behälterkörpers 510 vorgesehen ist, ist eine große Menge Schmieröl in dem flüssigen Fluid enthalten, das von dem zweiten Kühlmittelauslass 530 aus strömt. Wenn eine große Menge flüssiges Kühlmittel von dem Akkumulator 500 aus in den Kompressor 100 eingesaugt wird, kann der Kompressor 100 durch das flüssiges Kühlmittel in dem überkritischen Kühlmittelzyklus beeinträchtigt werden. Weil jedoch bei der zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung das in den Kompressor 100 einzusaugende Kühlmittel durch den inneren Wärmetauscher 600 erwärmt bzw. erhitzt wird, wird kaum flüssiges Kühlmittel in den Kompressor 100 eingesaugt, und wird eine große Menge Schmieröl in den Kompressor 100 eingesaugt, wenn der Öffnungsgrad des Strömungs-Regelungsventils 541 vergrößert wird.

Nachfolgend wird eine dreizehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 30 beschrieben. Bei der oben beschriebenen zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 542 festgestellte Kühlmitteltemperatur höher als eine vorbestimmte Temperatur ist, die Menge des flüssigen Fluids, das flüssiges Kühlmittel und Schmieröl enthält und das von dem Akkumulator 500 aus abgegeben wird, vergrößert. Bei der dreizehnten Ausführungsform ist jedoch ein Kühlmittel-Temperatursensor 545 zum Feststellen der Temperatur des niederdruckseitigen Kühlmittels in einem Kühlmittel-Durchtritt von der Auslassseite des Druckregelungsventils 300 zu der Einlassseite des inneren Wärmetauschers 600 hin vorgesehen. Im Fahrzustand des Fahrzeugs mit dem überkritischen Kühlmittelzyklus wird der Niederdruckseitige Kühlmitteldruck im Vergleich mit dem Leerlaufzustand des Fahrzeugs herabgesetzt. Auf diese Weise wird, wenn die mittels



des Kühlmittel-Temperatursensors 545 festgestellte Kühlmitteltemperatur gleich einer vorbestimmten Temperatur (etwa 10°C bei der dreizehnten Ausführungsform) oder niedriger als diese ist, der Öffnungsgrad des Strömungs-Regelungsventils 541 vergrößert, sodass die Menge der flüssigen Phase (die Menge des flüssigen Fluids), die von dem Akkumulator 500 abgegeben wird, vergrößert wird.

Auf diese Weise bilden bei der dreizehnten Ausführungsform das Strömungs-Regelungsventil 541, der Kühlmittel-Temperatursensor 545, die Vergleichseinrichtung 543 und die Regelungseinrichtung 544 eine Strömungs-Regelungseinheit 540. Bei der dreizehnten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen der oben beschriebenen zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine vierzehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 31 beschrieben. Wie in Fig. 31 dargestellt ist, ist ein Kühlmittel-Drucksensor 546 in den Kühlmittel-Durchtritt von der Kühlmittel-Auslassseite des Druckregelungsventils 300 und der Kühlmittel-Ansaugseite des Kompressors 100 angeordnet. Weil der Kühlmitteldruck und die Kühlmitteltemperatur in einer Beziehung bei jedem Kühlmittelzyklus stehen, kann der Kühlmittel-Drucksensor 546 an der Stelle des Kühlmittel-Temperatursensors 545, der bei der dreizehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben worden ist, verwendet werden.

Bei der vierzehnten Ausführungsform wird, wenn der mittels des Kühlmittel-Drucksensors 546 festgestellte Kühlmitteldruck gleich einem vorbestimmten Druck (beispielsweise 4,5 MPa) oder höher als dieser ist, der Öffnungsgrad des Strömungs-Regelungsventils vergrößert, sodass die von dem Akkumulator 500 aus abgegebene und in flüssiger Phase vorliegende Menge vergrößert wird.

Somit bilden bei der vierzehnten Ausführungsform das Strömungs-Regelungsventil 541, der Kühlmittel-Drucksensor 546, die Vergleichseinrichtung 543 und die Regelungseinrichtung 544 eine Strömungs-Regelungseinheit 540. Bei der vierzehnten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen bei der oben beschriebenen zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine fünfzehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 32 beschrieben. Wenn die Drehzahl des Kompressors 100 vergrößert wird, wird die Druckdifferenz zwischen dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck und dem niederdruckseitigen Kühlmitteldruck größer. Bei der fünfzehnten Ausführungsform ist, wie in Fig. 32 dargestellt ist, ein hochdruckseitiger Kühlmittel-Drucksensor 547 in dem Kühlmittel-Durchtritt von der Kühlmittel-Auslassseite des Kompressors 100 zu der Kühlmittel-Einlassseite des Druckregelungsventils 300 zusätzlich zu dem Kühlmittel-Drucksensor 546 angeordnet, der bei der vierzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben worden ist.

Bei der fünfzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die mittels des Kühlmittel-Drucksensors 547 festgestellte Kühlmitteldruck und der mittels des Kühlmittel-Drucksensors 546 festgestellte Kühlmitteldruck gleich einem vorbestimmten Druck (beispielsweise 10 MPa) oder kleiner als dieser ist, wird die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge vergrößert.

Auf diese Weise bilden bei der fünfzehnten Ausführungsform das Strömungs-Regelungsventil 541, der Kühlmittel-Drucksensor 546, der Kühlmittel-Drucksensor 547, die Vergleichseinrichtung 543 und die Regelungseinrichtung 544 eine Strömungs-Regelungseinheit 540. Bei der fünfzehnten Ausführungsform sind die übrigen Teile des Kühlzyklus gleich denjenigen der oben beschriebenen zwölften Ausfüh-

rungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine sechzehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 33 beschrieben. Bei der oben beschriebenen zwölften bis fünfzehnten Ausführungsform wird durch Einstellen des Öffnungsgrades des Strömungs-Regelungsventils 541 die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge eingestellt. Bei der sechzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung sind mehrere zweite Kühlmittel-Durchtritte 531a, 531b, durch die hindurch in flüssiger Phase vorliegendes Kühlmittel von dem zweiten Kühlmittelauslass 530 des Akkumulators 500 aus strömt, vorgesehen, und ist ein Schaltventil 541a zum Öffnen und zum Schließen des zweiten Kühlmittel-Durchtritts 531b in dem zweiten Kühlmittel-Durchtritt 531b angeordnet. Durch Öffnen und Schließen des Schaltventils 541a wird die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge eingestellt.

Bei der sechzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird, wenn die Kühlmitteltemperatur, die mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 542, der bei der zwölften Ausführungsform beschrieben worden ist, festgestellt wird, gleich einer vorbestimmten Temperatur oder höher als diese ist, die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge vergrößert. Jedoch kann bei der sechzehnten Ausführungsform das Schaltventil 541a auf der Grundlage der mittels des Kühlmittel-Temperatursensors 545 der dreizehnten Ausführungsform festgestellten Kühlmitteltemperatur, der mittels des Kühlmittel-Drucksensors 546 der vierzehnten Ausführungsform festgestellten Kühlmitteldrucks oder der Druckdifferenz zwischen dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck und dem niederdruckseitigen Kühlmitteldruck der fünfzehnten Ausführungsform geregelt werden.

Auf diese Weise bilden bei der sechzehnten Ausführungsform das Schaltventil 541a, der Kühlmittel-Temperatursensor 542, die Vergleichseinrichtung 543 und die Regelungseinrichtung 544 eine Strömungs-Regelungseinheit 540. Bei der sechzehnten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen bei der oben beschriebenen zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine siebzehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 34A und 34B beschrieben. Bei der siebzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge mechanisch eingestellt. Fig. 34A ist ein schematisches Schaubild eines überkritischen Kühlzyklus gemäß der siebzehnten Ausführungsform. Bei der siebzehnten Ausführungsform wird die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge auf der Grundlage der Kühlmittel-Druckdifferenz zwischen dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck und dem niederdruckseitigen Kühlmitteldruck eingestellt. Fig. 34B ist eine schematische Schnittansicht eines Strömungs-Regelungsventils 550 zum Einstellen der von dem Akkumulator 500 aus strömenden und in flüssiger Phase vorliegenden Menge.

Wie in Fig. 34B dargestellt ist, besitzt das Strömungs-Regelungsventil 550 einen Ventilkörper 551, der in einer Gleitrichtung (d. h. in der Richtung von oben nach unten bzw. von unten nach oben in Fig. 34B) gleitet, um den Öffnungsgrad des zweiten Kühlmittel-Durchtritts 531 einzustellen. Der niederdruckseitige Kühlmitteldruck innerhalb des Akkumulators 500 wird auf ein Seitenende des Ventilkörpers 551 in der Gleitrichtung zur Einwirkung gebracht, und der Innendruck innerhalb eines wärmeempfindlichen Zylinders 552 wird auf das andere Seitenende des Ventilkörpers 551 in der Gleitrichtung zur Einwirkung gebracht. Der Innendruck in-

nerhalb des wärmesensitiven Zylinders 552 ändert sich entsprechend der Kühlmitteltemperatur an der Kühlmittel-Einlassseite des Kühlers 200. Der Ventilkörper 531 ist so gewählt, dass der Öffnungsgrad des zweiten Kühlmittel-Durchtritts 531 größer wird, wenn sich der Ventilkörper 531 von dem einen Seitenende zu dem anderen Seitenende hin in der Gleitrichtung bewegt. Ein Federelement 553 ist mit dem Ventilkörper 551 so verbunden, dass die Federkraft des Federelements 553 von dem einen Seitenende aus auf das andere Seitenende zur Einwirkung gebracht wird. Ein Abdichtungselement 554, beispielsweise ein O-Ring, ist an dem Ventilkörper 551 angebracht, sodass verhindert werden kann, dass der Druck an den beiden Endseiten des Ventilkörpers 551 in der Gleitrichtung gleichmäßig ist.

Durch Einstellen der Ausgangslast des Federelements 553 auf eine vorbestimmte Last kann der Ventilkörper 551 bewegt werden, um den Öffnungsgrad des zweiten Kühlmittel-Durchtritts 531 zu vergrößern, wenn die Druckdifferenz zwischen dem hochdruckseitigen Kühlmitteldruck (d. h. dem Innendruck des wärmesensitiven Zylinders 552) und dem niederdruckseitigen Kühlmitteldruck (d. h. dem Druck innerhalb des Akkumulators 500) größer als ein vorbestimmter Wert wird. Hierbei ist der Federkoeffizient des Federelements 553 so klein wie möglich eingestellt.

Bei der siebzehnten Ausführungsform sind die übrigen Teile des Kühlmittelzyklus gleich denjenigen der oben beschriebenen zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine achtzehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 35A und 35B beschrieben. Bei der oben beschriebenen siebzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird der Innendruck innerhalb des wärmesensitiven Zylinders 552 auf die andere Endseite des Ventilkörpers 511 zur Einwirkung gebracht, sodass der hochdruckseitige Kühlmitteldruck indirekt auf dem Ventilkörper 511 zur Einwirkung gebracht wird. Bei der achtzehnten Ausführungsform ist, wie in Fig. 35A und 35B dargestellt ist, das Strömungs-Regelungsventil 550 so gestaltet, dass der Druck des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels direkt auf das andere Seitenende des Ventilkörpers 511 in der Gleitrichtung zur Einwirkung gebracht wird.

Bei der achtzehnten Ausführungsform ist das Federelement 553 an einer Endseite des Ventilkörpers 551 in der Gleitrichtung angeordnet, sodass eine elastische Kraft in der Richtung zu der anderen Endseite in der Gleitrichtung auf den Ventilkörper 551 zur Einwirkung gebracht wird. Entsprechend wird der Druck des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels direkt auf die andere Endseite des Ventilkörpers 511 in der Gleitrichtung zur Einwirkung gebracht. Bei der achtzehnten Ausführungsform sind die übrigen Teile gleich denjenigen der oben beschriebenen zwölften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Nachfolgend wird eine neunzehnte bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 36A und 36B beschrieben. Bei der oben beschriebenen siebzehnten und achtzehnten Ausführungsform wird der hochdruckseitige Kühlmitteldruck auf die andere Endseite des Ventilkörpers 511 in der Gleitrichtung zur Einwirkung gebracht. Bei der neunzehnten Ausführungsform ist jedoch, wie in Fig. 36A und 36B dargestellt ist, die andere Endseite des Ventilkörpers 511 geöffnet, sodass der Druck der Atmosphäre zur Einwirkung gebracht wird. In diesem Fall wird die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge auf der Grundlage des niederdruckseitigen Kühlmitteldrucks in der gleichen Weise wie bei der oben beschriebenen fünfzehnten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung eingestellt.

Nachfolgend wird eine zwanzigste bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung unter Bezugnahme auf Fig. 37A und 37B beschrieben. Bei der zwanzigsten Ausführungsform ist eine Strömungs-Regelungseinheit zum mechanischen Einstellen des Öffnungsgrades des zweiten Kühlmittelauslasses 530 innerhalb des Akkumulators 500 angeordnet.

Fig. 37A ist eine schematische Ansicht des Akkumulators 500 gemäß der zwanzigsten Ausführungsform. Kühlmittel, das von dem Verdampfer 400 aus strömt, wird in einen Behälterkörper 510 des Akkumulators 500 eingeführt. Gasförmiges Kühlmittel wird an der oberen Seite innerhalb des Behälterkörpers 510 in einen ersten Kühlmittelauslass 520 durch ein Rohr 502 hindurch eingeführt. Eine Misch-Verhinderungsplatte 503 zur Verhinderung des Vermischens von Kühlmittel, das in den Behälterkörper 510 einströmt, mit gasförmigem Kühlmittel ist innerhalb des Behälterkörpers 510 angeordnet.

Wie in Fig. 37B dargestellt ist, ist ein zweiter Kühlmittelauslass 530 an der unteren Seite des Rohrs 502 vorgesehen. Der Öffnungsgrad des zweiten Kühlmittelauslasses 530 wird mittels eines flexiblen Elements 504 eingestellt, das aus einer Legierung mit einem Erinnerungsvermögen für seine Gestalt oder aus einem Bimetall hergestellt ist und das durch die Umfangstemperatur stark expandiert und zusammengezogen wird.

Wenn die Umfangstemperatur mit einer Abnahme des Drucks innerhalb des Akkumulators 500 abnimmt, wird das elastische Element 504 zusammengezogen, und wird der Öffnungsgrad des zweiten Kühlmittelauslasses 530 vergrößert. Andererseits wird, wenn die Umfangstemperatur mit einer Erhöhung des Drucks innerhalb des Akkumulators 500 erhöht wird, das flexible Element 504 expandiert, und wird der Öffnungsgrad des zweiten Kühlmittelauslasses 530 verkleinert.

In Fig. 37B ist das flexible Element 504 an dem Rohr 502 mittels eines Anschlags 505 befestigt, und wird der zweite Kühlmittelauslass 530 mittels eines bewegbaren Ventils 506 geöffnet und geschlossen, das in axialer Richtung an einem Ende der flexiblen Elements 504 befestigt ist.

Obwohl die vorliegende Erfindung vollständig in Verbindung mit ihren bevorzugten Ausführungsformen unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben worden ist, ist zu beachten, dass zahlreiche bzw. verschiedene Änderungen und Modifikationen für den Fachmann ersichtlich sein werden.

Beispielsweise wird bei der oben beschriebenen vierten Ausführungsform, wenn die hochdruckseitige Kühlmitteltemperatur höher als die vorbestimmte Temperatur  $T_{do}$  ist, irgendeine Regelung zwischen der Regelung der Menge des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels und der Regelung des Öffnungsgrades des Druckregelventils 300 durchgeführt, nachdem bestimmt worden ist, welche Regelung durchgeführt wird. Jedoch können sowohl die Menge des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels als auch der Öffnungsgrad des Druckregelventils 300 gleichzeitig geregelt werden.

Bei der oben beschriebenen ersten bis elften Ausführungsform kann die Kühlmitteltemperatur  $T_g$  an dem Auslass des Kühlers 200 beispielsweise aus der Oberflächentemperatur eines Kühlmittelrohrs oder eines Kühlmittel-Wärmetauschers berechnet werden.

Bei der oben beschriebenen zwölften bis zwanzigsten Ausführungsform wird die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge auf der Grundlage eines Kühlmitteldrucks oder eine Kühlmitteltemperatur eingestellt. Die Kühlmitteltemperatur und der Kühlmitteldruck werden entsprechend der Drehzahl des Kom-

pressors 100 geändert. Daher kann bei der oben beschriebenen zwölften bis zwanzigsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, wenn die Drehzahl des Kompressors 100 oder die Menge des von dem Kompressor 100 abgegebenen Kühlmittels größer als ein vorbestimmter Wert ist, die von dem Akkumulator 500 aus strömende und in flüssiger Phase vorliegende Menge vergrößert werden.

Bei den oben beschriebenen Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung können andere Kühlmittel, beispielsweise Ethylen, Ethan und Stickstoffdioxid sieht verwendet werden. Weiter findet bei den oben beschriebenen Ausführungsformen die vorliegende Erfindung typischerweise Anwendung bei einem überkritischen Kühlmittelzyklus. Jedoch kann die vorliegende Erfindung auch bei einer häuslichen Klimaanlage, einer unkündbaren Klimaanlage oder einer Wasser-Heizeinrichtung mit Wärmepumpe Anwendung finden.

Solche Änderungen und Modifikationen sind als innerhalb des Umfangs der vorliegenden Erfindung gemäß deren Definition durch die beigefügten Ansprüche fallend zu verstehen.

#### Patentansprüche

1. Kühlmittelzyklus-System, umfassend:  
einen Kühlmittelzyklus, in dem Kühlmittel mit einer Wärmebewegung zirkuliert,  
wobei der Kühlmittelzyklus aufweist  
einen Kompressor (100) zum Komprimieren des Kühlmittels, wobei der Kompressor das Kühlmittel mit einem Druck höher als der kritische Druck abgibt,  
einen Kühler (200) zum Kühlen des von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittels,  
ein Druckregelungsventil (300) zum Dekomprimieren des von dem Kühler aus strömenden Kühlmittels, wobei das Druckregelungsventil in Hinblick darauf angeordnet ist, den Druck des hochdruckseitigen Kühlmittels des Kompressors zu einer Position vor dem Dekomprimieren zu regeln, und  
einen Verdampfer (400) zum Verdampfen des in dem Druckregelungsventil dekomprimierten Kühlmittels; und  
eine Regelungseinheit (700), die sowohl die Menge des von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittels als auch den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils regelt.
2. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei die Regelungseinheit die Menge des von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittels und den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils auf der Grundlage eines theoretischen Leistungskoeffizienten des Kühlmittelzyklus und des Wirkungsgrades des Kompressors regelt.
3. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei: die Regelungseinheit ein Berechnungsmittel zum Berechnen des effektiven Leistungskoeffizienten des Kühlmittelzyklus auf der Grundlage der Menge einer sich bewegenden Wärme, die sich von dem Verdampfer aus zu dem Kühler des Kühlmittelzyklus hin bewegt, und der durch den Kompressor verbrauchten Energie aufweist; und  
die Regelungseinheit die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils auf der Grundlage des berechneten effektiven Leistungskoeffizienten des Kühlmittelzyklus regelt.
4. Kühlmittelzyklus-System nach irgendeinem der Ansprüche 1–3, wobei die Regelungseinheit den Öff-

nungsgrad des Druckregelungsventils nach einer Veränderung der von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittelmenge regelt.

5. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei die Regelungseinheit die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge nach einer Veränderung des Öffnungsgrades des Druckregelungsventils regelt.

6. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei: die Regelungseinheit ein Kühlmitteltemperatur-Feststellungselement zum Feststellen der Temperatur des hochdruckseitigen Kühlmittels aufweist; und  
die Regelungseinheit die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und/oder den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils so regelt, dass die mittels des Kühlmitteltemperatur-Feststellungselements festgestellte Temperatur niedriger als eine vorbestimmte Temperatur ist.

7. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 6, wobei: die Regelungseinheit ein Bestimmungsmittel (S712–S802) zum Bestimmen, aufweist, dass die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge oder der Öffnungsgrad des Druckregelungsventils geregelt wird, wenn die mittels des Kühlmitteltemperatur-Feststellungselements festgestellte Temperatur höher als die vorbestimmte Temperatur ist.

8. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei die Regelungseinheit die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge und den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils so regelt, dass das Antriebsmoment des Kompressors niedriger als ein vorbestimmtes Moment ist.

9. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 8, wobei wenn das Antriebsmoment des Kompressors zu dem vorbestimmten Moment wird, die Regelungseinheit das Druckregelungsventil derart regelt, dass der Druck des hochdruckseitigen Kühlmittels niedriger als ein Solldruck wird, der auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur an dem Auslass des Kühlers bestimmt wird, und die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge derart regelt, dass die durch den Verdampfer erzeugte Kühlkapazität eine vorbestimmte Kapazität wird.

10. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 8, wobei:

der Kompressor durch einen Elektromotor (M) angetrieben ist, der durch einen Inverter veränderbar geregelt ist; und

das Antriebsmoment des Kompressors mittels des elektrischen Stroms des Inverters festgestellt wird.

11. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei wenn die Temperaturdifferenz zwischen der Kühlmitteltemperatur an dem Auslass des Kühlers und der Temperatur eines Fluids, das durch den Kühler hindurch tritt, um einen Wärmeaustausch mit dem Kühlmittel zu erfahren, gleich einer vorbestimmten Temperaturdifferenz oder größer als diese ist, die Regelungseinheit das Druckregelungsventil so regelt, dass es einen Kühlmitteldruck an dem Auslass des Kühlers höher als ein Kühlmittel-Solldruck aufweist, der auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur an dem Auslass des Kühlers bestimmt wird, während die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge so geregelt wird, dass sie abnimmt.

12. Kühlmittelzyklus-System nach irgendeinem der Ansprüche 1–11, wobei das in dem Kühlmittelzyklus zirkulierende Kühlmittel Kohlenstoffdioxid ist.

13. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 1, wobei:

der Kühlmittelzyklus ferner einen Akkumulator (500) mit einem Behälterbereich (510), in den Kühlmittel von dem Verdampfer aus einströmt, um in gasförmiges Kühlmittel und in flüssiges Kühlmittel aufgeteilt zu werden, und ein Strömungs-Regelungselement (541) zum Regeln der Menge eines flüssigen Fluids, das Schmieröl und flüssiges Kühlmittel enthält und das von dem Akkumulator aus zu dem Kompressor hin strömt, aufweist;

der Behälterbereich des Akkumulators einen oberen Auslass (520), durch den hindurch das gasförmige Kühlmittel in den Kompressor von der oberen Seite des Behälterbereichs aus eingesaugt wird, und einen unteren Auslass (530) besitzt, durch den hindurch das flüssige Fluid in den Kompressor von der unteren Seite des Behälterbereichs aus eingesaugt wird; und das Strömungs-Regelungselement die Menge des flüssigen Fluids regelt, die von der unteren Seite des Behälterbereichs aus in den Kompressor einströmt.

14. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 13, wobei der Kühlmittelzyklus ferner einen inneren Wärmetauscher (600) aufweist, in dem Kühlmittel von dem Akkumulator vor dem Ansaugen in den Kompressor und das hochdruckseitige Kühlmittel vor dem Dekomprimieren durch das Druckregelungsventil einen Wärmeaustausch erfahren.

15. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 13, wobei:

die Regelungseinheit ein Kühlmitteltemperatur-Feststellungselement (542) zum Feststellen der Temperatur des Kühlmittels in einem Kühlmittel-Durchtritt von einem Abgabeanschluss des Kompressors aus zu einem Einlass des Kühlers hin aufweist; und das Strömungs-Regelungselement die Menge des von der unteren Seite des Behälterbereichs abgegebenen flüssigen Fluids vergrößert, wenn die mittels des Kühlmitteltemperatur-Feststellungselements festgestellte Temperatur höher als eine vorbestimmte Temperatur ist.

16. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 13, wobei:

die Regelungseinheit ein Kühlmitteltemperatur-Feststellungselement (545) zum Feststellen der Temperatur des Kühlmittels in einem Kühlmittel-Durchtritt von dem Auslass des Druckregelungsventils aus zu dem Einlass des inneren Wärmetauschers hin aufweist; und das Strömungs-Regelungselement die Menge des von der unteren Seite des Behälterbereichs abgegebenen flüssigen Fluids vergrößert, wenn die mittels des Kühlmitteltemperatur-Feststellungselements festgestellte Temperatur niedriger als eine vorbestimmte Temperatur ist.

17. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 13, wobei:

die Regelungseinheit ein Kühlmitteldruck-Feststellungselement (546) zum Feststellen des Drucks des Kühlmittels in einem Kühlmittel-Durchtritt von dem Auslass des Druckregelungsventils aus zu dem Ansauganschluss des Kompressors hin aufweist; und das Strömungs-Regelungselement die Menge des von der unteren Seite des Behälterbereichs abgegebenen flüssigen Fluids vergrößert, wenn der mittels des Kühlmitteldruck-Feststellungselements festgestellte Druck niedriger als ein vorbestimmter Druck ist.

18. Kühlmittelzyklus-System nach Anspruch 13, wobei:

die Regelungseinheit ein erstes Kühlmitteldruck-Feststellungselement (547) zum Feststellen des Drucks des

Kühlmittels in einem hochdruckseitigen Kühlmittel-Durchtritt von dem Abgabeanschluss des Kompressors aus zu dem Einlass des Druckregelungsventils hin und ein zweites Kühlmitteldruck-Feststellungselement (546) zum Feststellen des Drucks des Kühlmittels in einem niederdruckseitigen Kühlmittel-Durchtritt von dem Auslass des Druckregelungsventils aus zu dem Ansauganschluss des Kompressors hin aufweist; und das Strömungs-Regelungselement die Menge des von der unteren Seite des Behälterbereichs abgegebenen flüssigen Fluids vergrößert, wenn die Druckdifferenz zwischen dem mittels des ersten Kühlmitteldruck-Feststellungselements festgestellten Kühlmitteldruck und dem mittels des zweiten Kühlmitteldruck-Feststellungselements festgestellten Kühlmitteldruck größer als ein vorbestimmter Druck ist.

19. Klimaanlage für die Regelung der Temperatur eines Raums, umfassend:

einen Kompressor (100) zum Komprimieren eines Kühlmittels, wobei der Kompressor das Kühlmittel mit einem Druck höher als der kritische Druck abgibt;

ein Gehäuse (800) zur Bildung eines Luftdurchtritts, durch den hindurch Luft in den Raum einströmt;

einen Kühler (200), der in dem Gehäuse angeordnet ist, zur Durchführung eines Wärmeaustauschs zwischen dem von dem Kompressor abgegebenen Kühlmittel und Luft, die durch den Luftdurchtritt innerhalb des Gehäuses hindurch strömt;

ein Druckregelungsventil (300) zum Dekomprimieren des Kühlmittels, das von dem Kühler aus strömt, wobei das Druckregelungsventil derart angeordnet ist, dass es den Druck des hochdruckseitigen Kühlmittels von dem Kompressor aus zu einer Position vor dem Dekomprimieren auf der Grundlage der Kühlmitteltemperatur an dem Auslass des Kühlers regelt;

einen Verdampfer (400) zum Verdampfen des in dem Druckregelungsventil verdampften Kühlmittels durch Absorbieren von Wärme aus Luft von außerhalb des Gehäuses; und

eine Regelungseinheit (700), die sowohl die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge als auch den Öffnungsgrad des Druckregelungsventils geregelt, wobei:

an der luftstromaufwärtigen Seite des Kühlers der Luftdurchtritt in einen Außenluft-Durchtritt, durch den hindurch Außenluft von außerhalb des Raums strömt, um in den Kühler eingeführt werden, und in einen Innenluft-Durchtritt aufgeteilt ist, durch den hindurch Innenluft von innerhalb des Raums strömt, um in den Kühler eingeführt zu werden;

der Kühler derart angeordnet ist, dass die Auslassseite für das Kühlmittel des Kühlers an einer Seite des Außenluft-Durchtritts angeordnet ist; und

die Regelungseinheit die von dem Kompressor abgegebene Kühlmittelmenge während einer Regelung des Druckregelungsventils regelt, sodass der Druck des hochdruckseitigen Kühlmittels zu einem Solldruck wird, der auf der Grundlage der Temperatur der Außenluft bestimmt wird, wenn Außenluft in den Außenluft-Durchtritt eingeführt wird.

---

Hierzu 30 Seite(n) Zeichnungen

---

FIG. 1

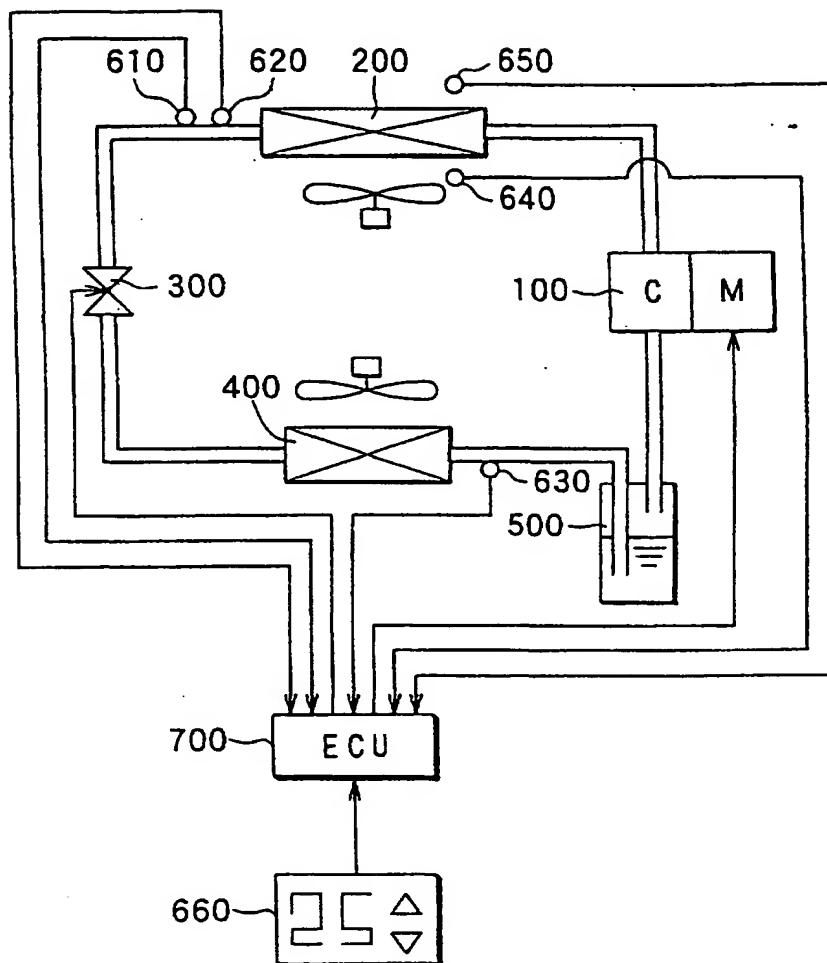


FIG. 2

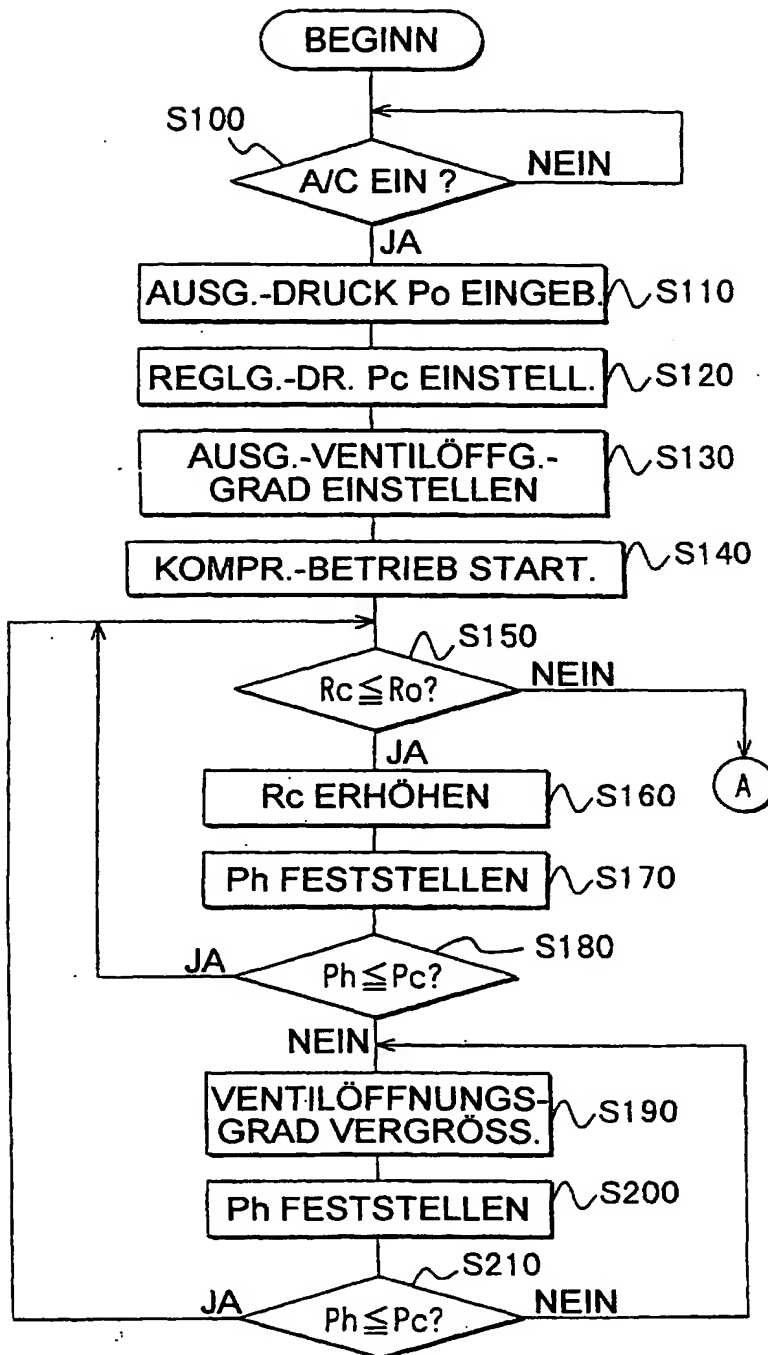




FIG. 3

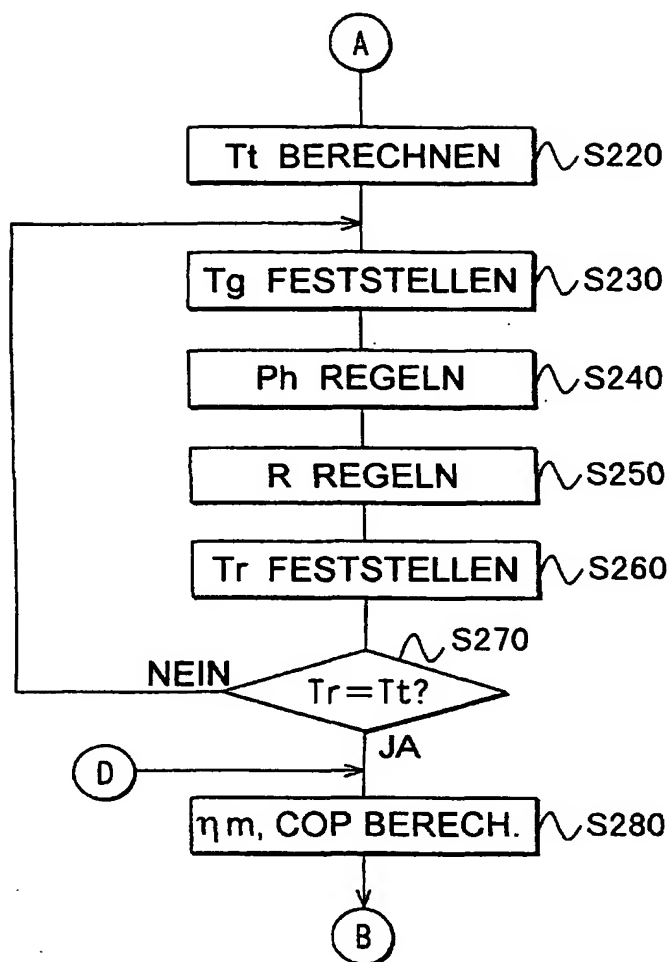


FIG. 4

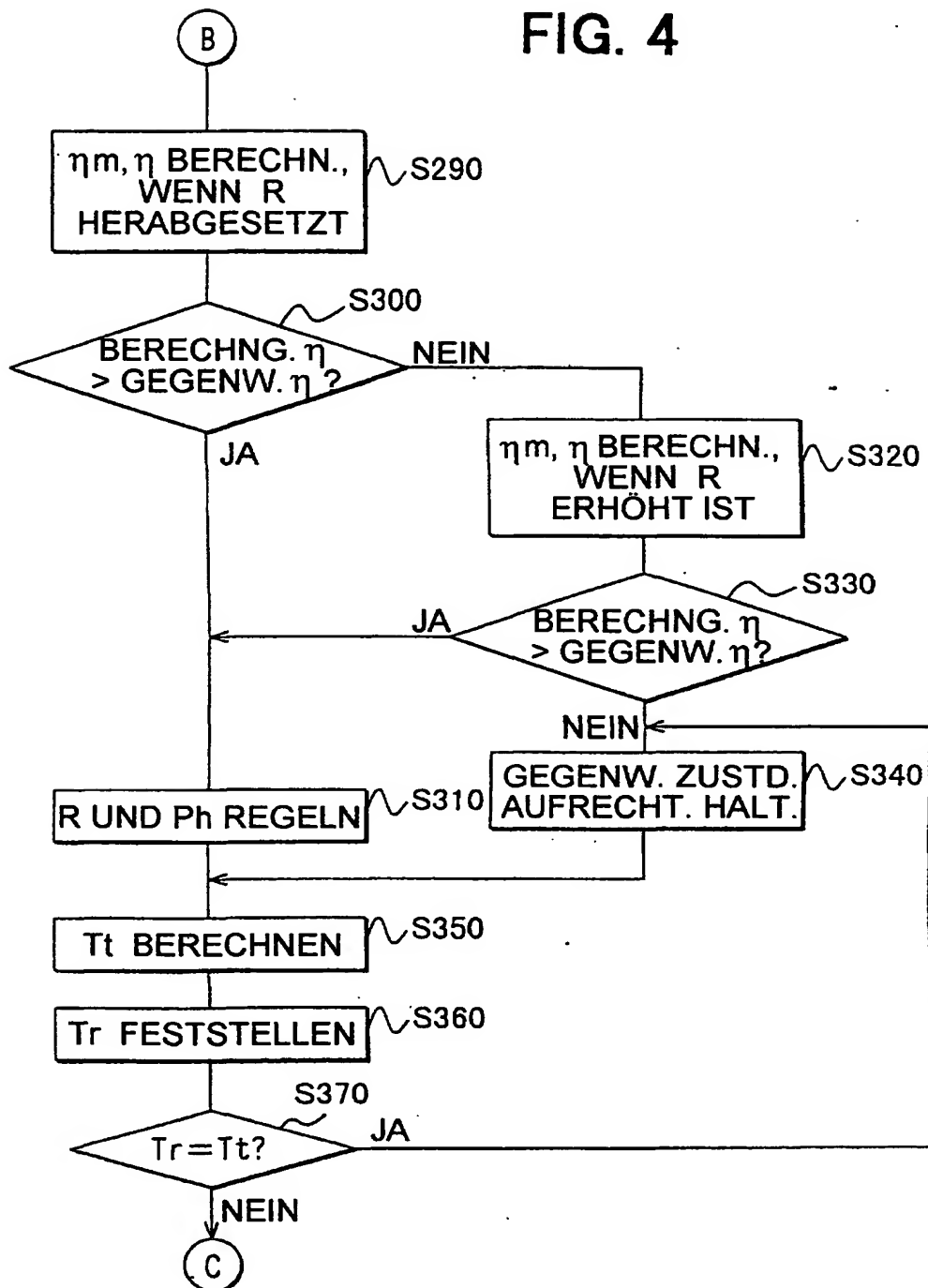


FIG. 5

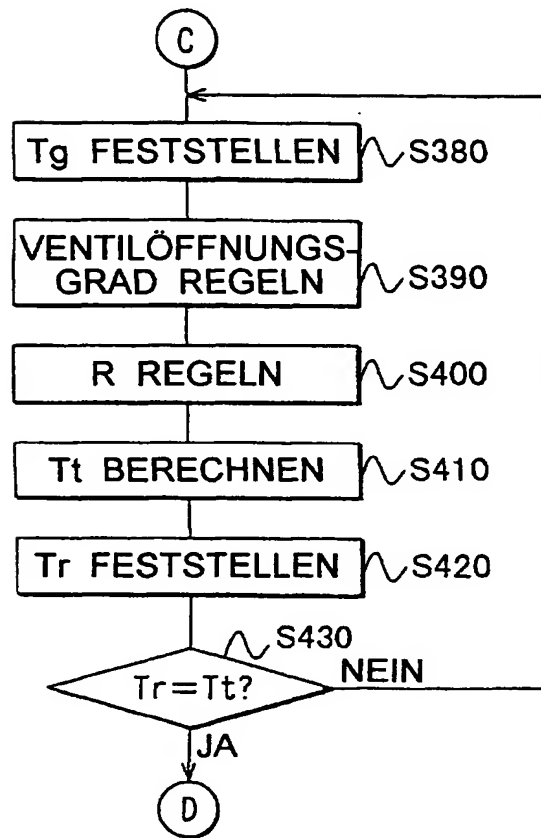


FIG. 6

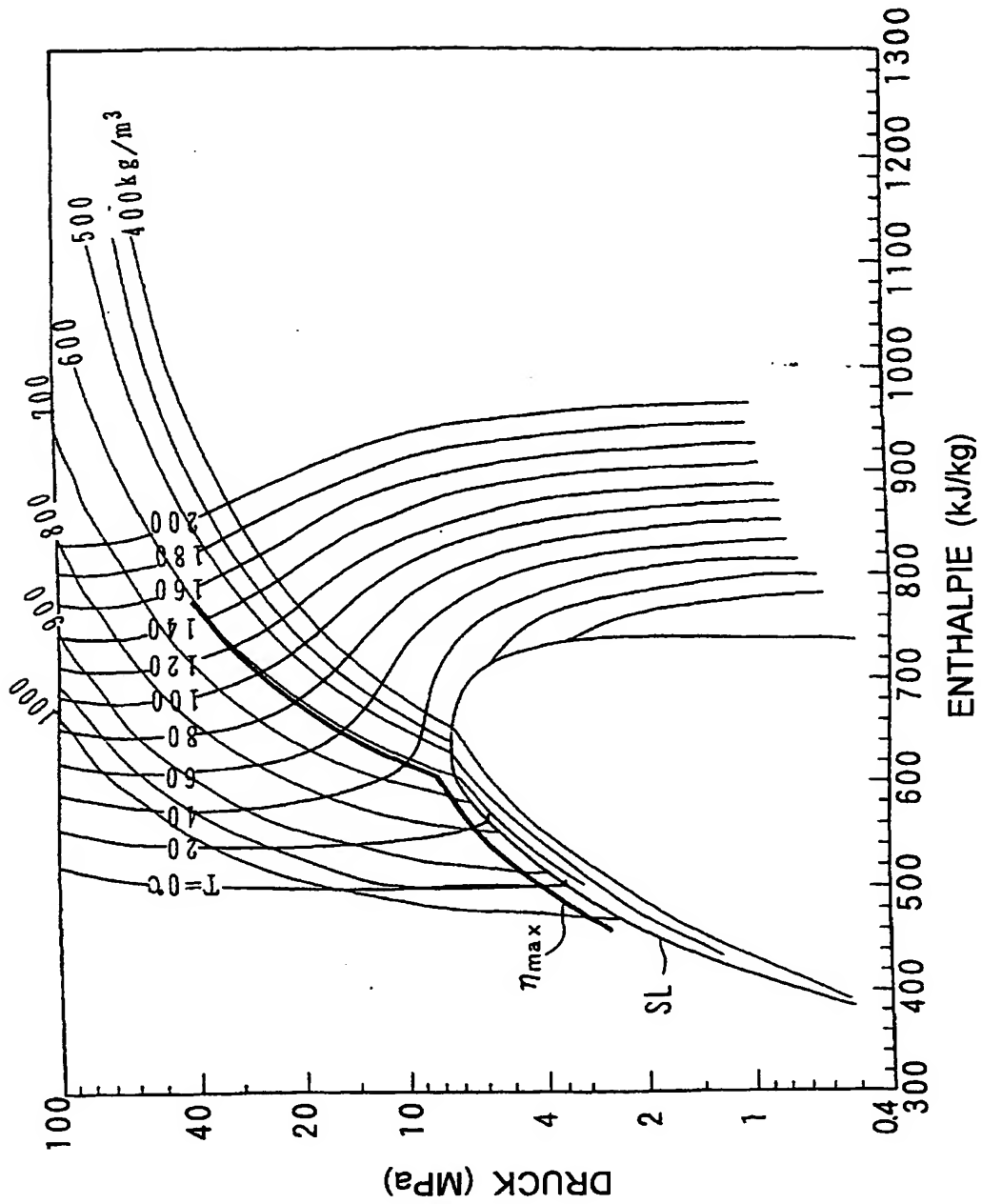


FIG. 7

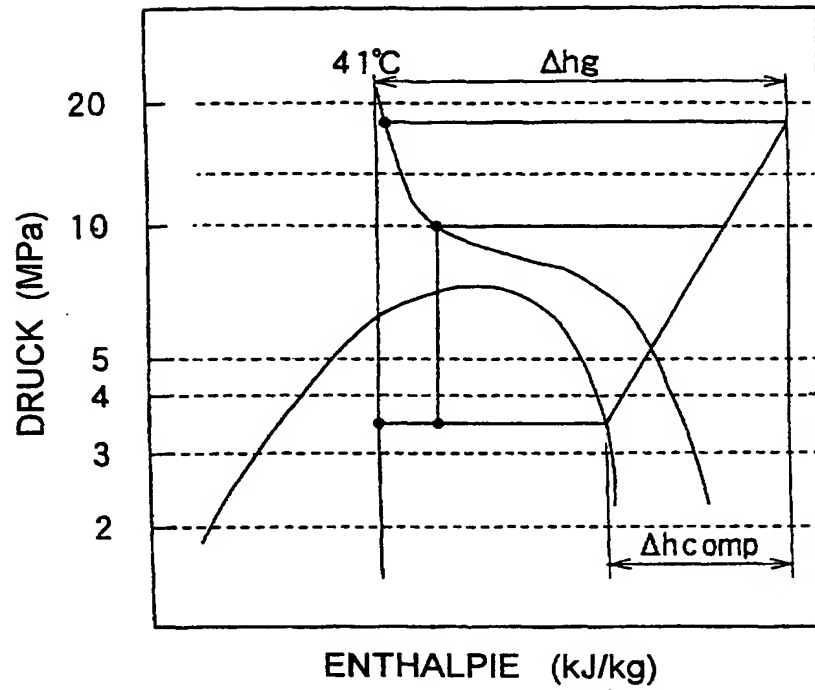


FIG. 8

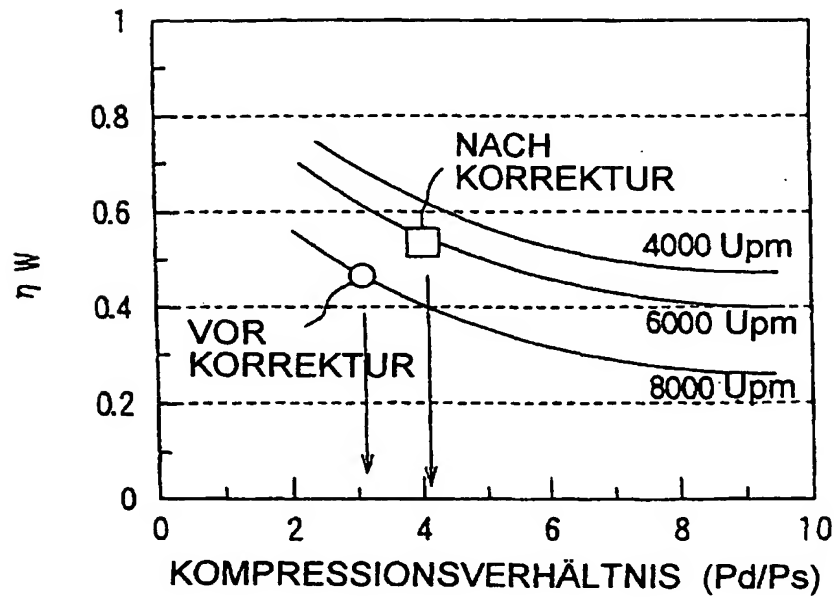


FIG. 9

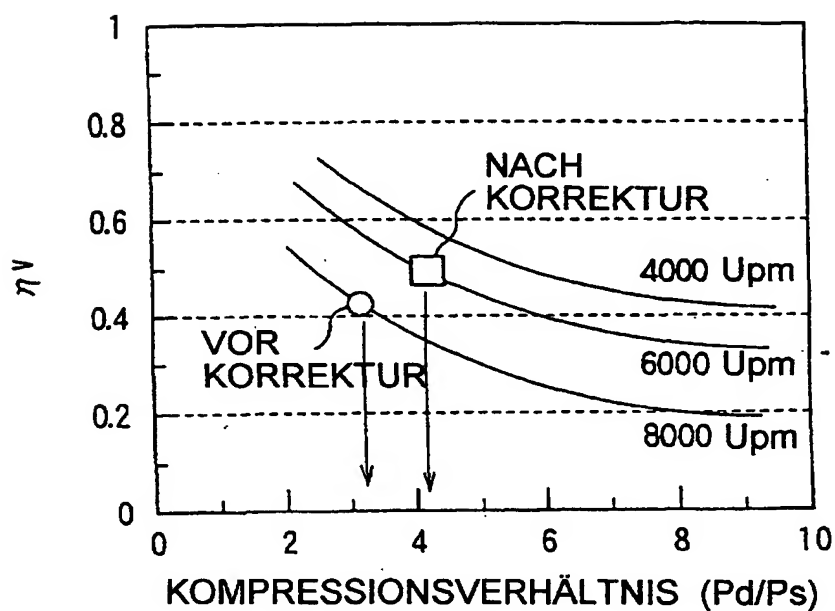


FIG. 10

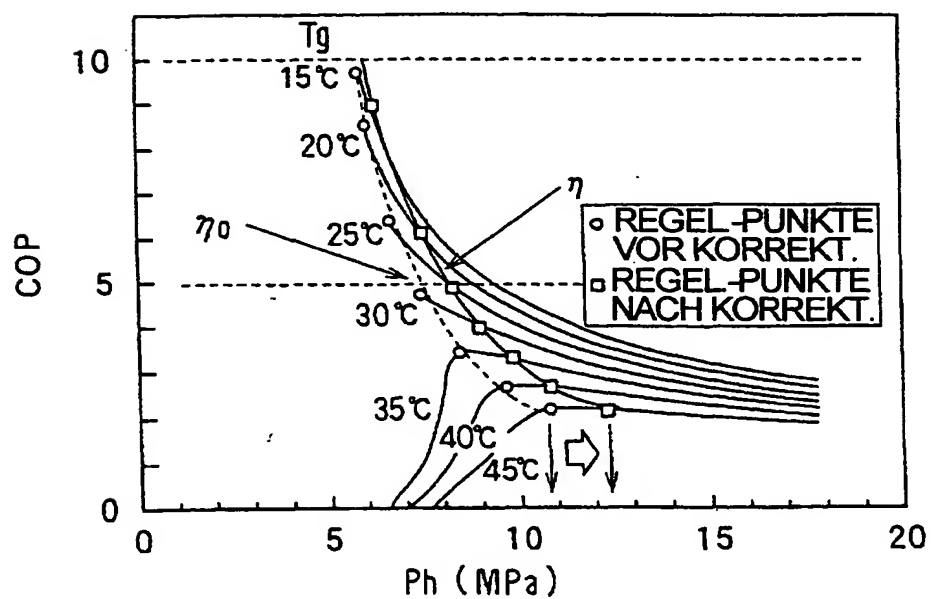




FIG. 11

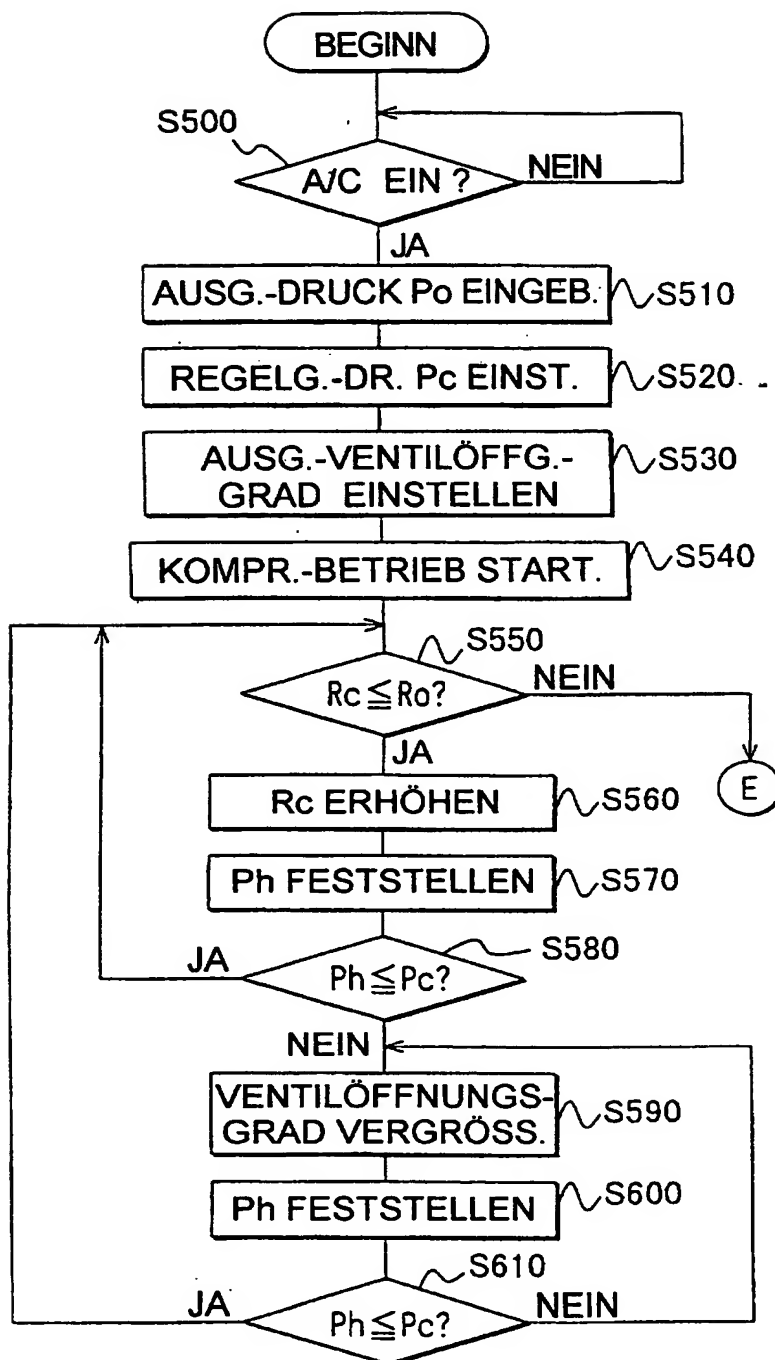


FIG. 12

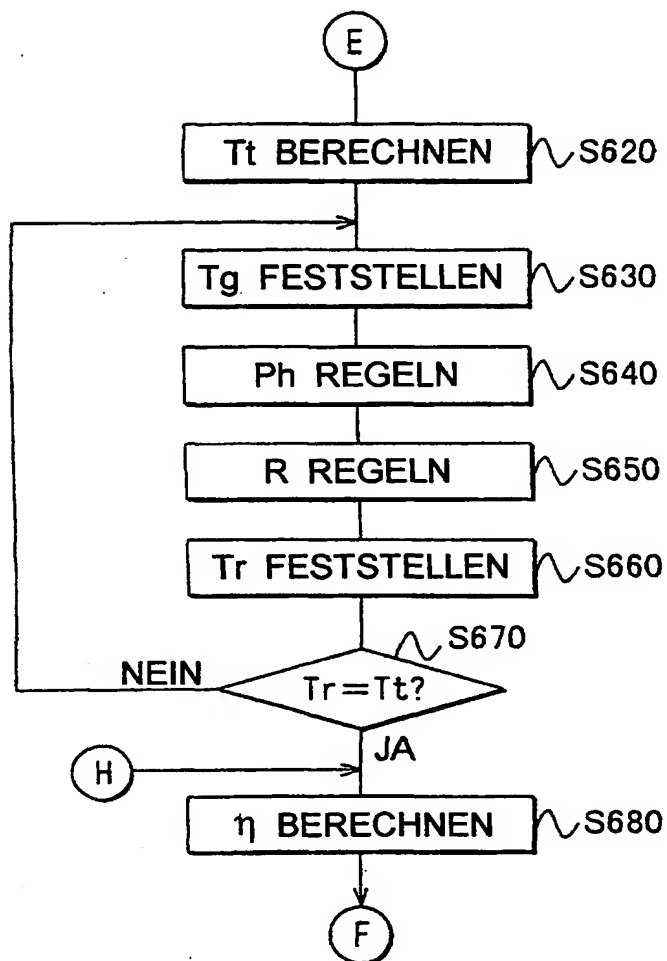


FIG. 13

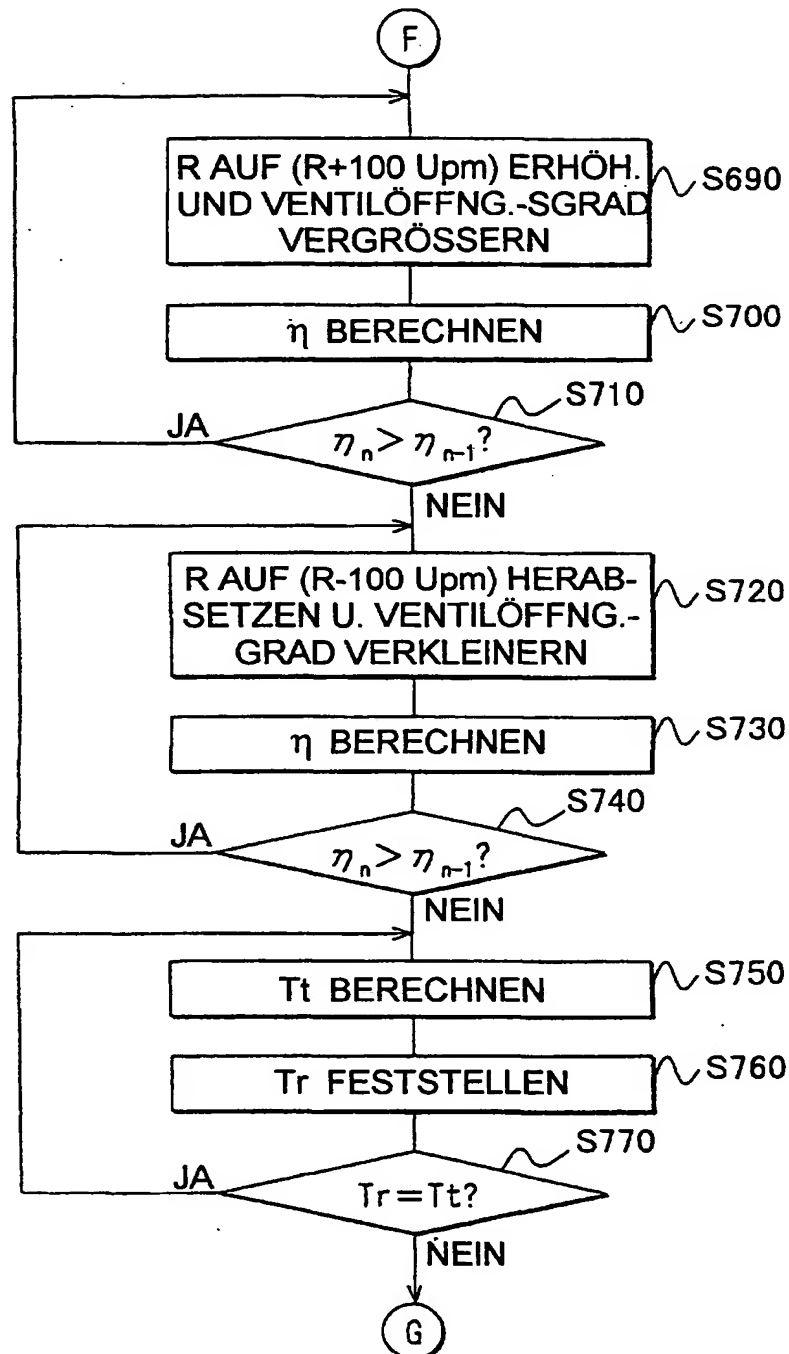


FIG. 14

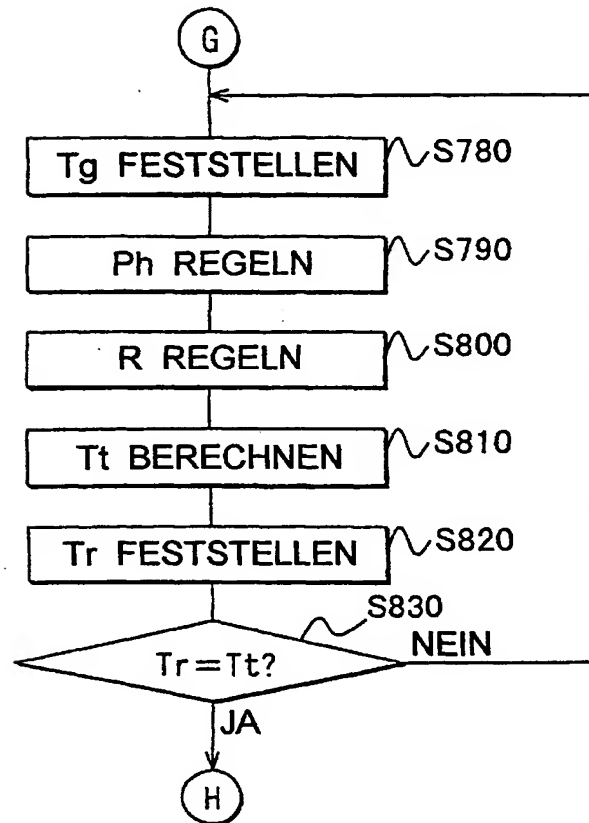


FIG. 15

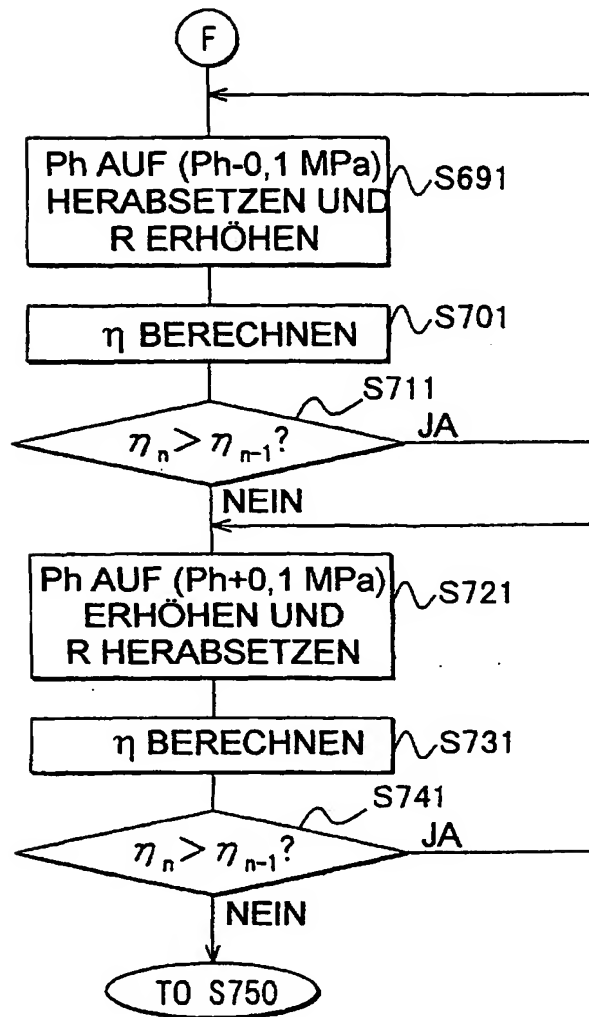


FIG. 16

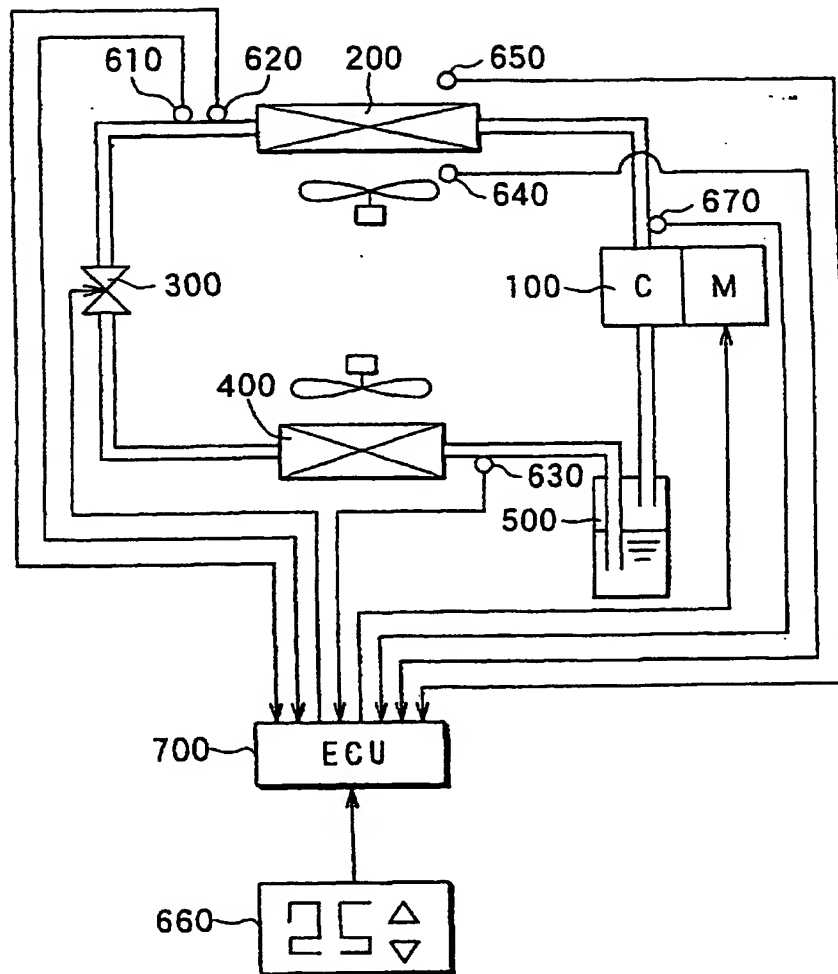




FIG. 17

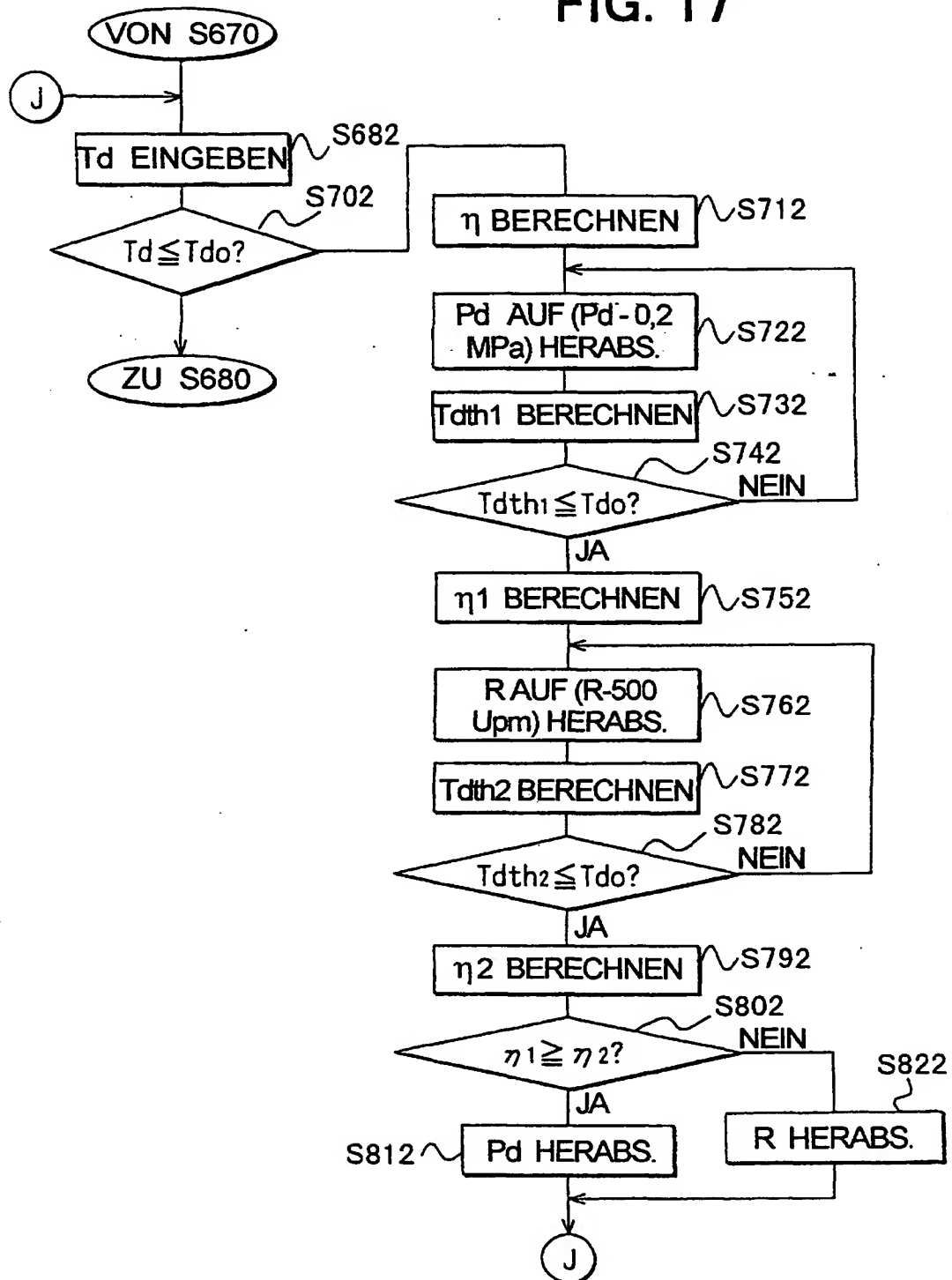


FIG. 18

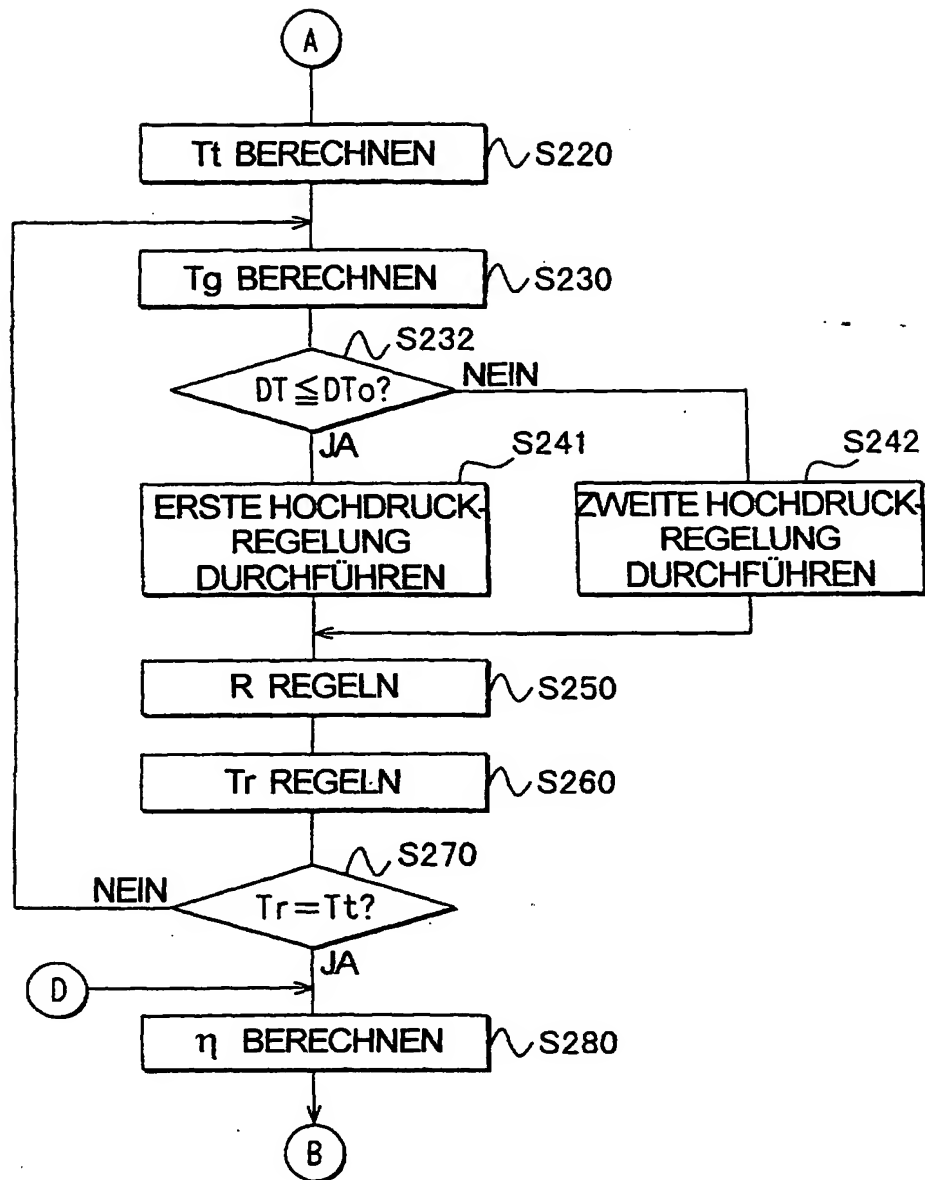


FIG. 19

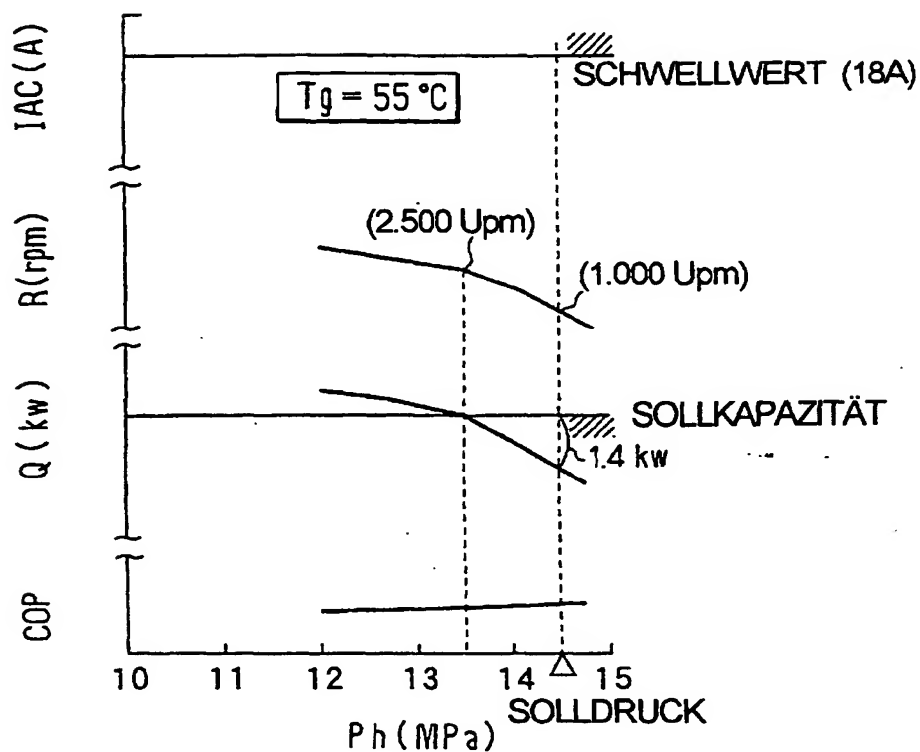


FIG. 20

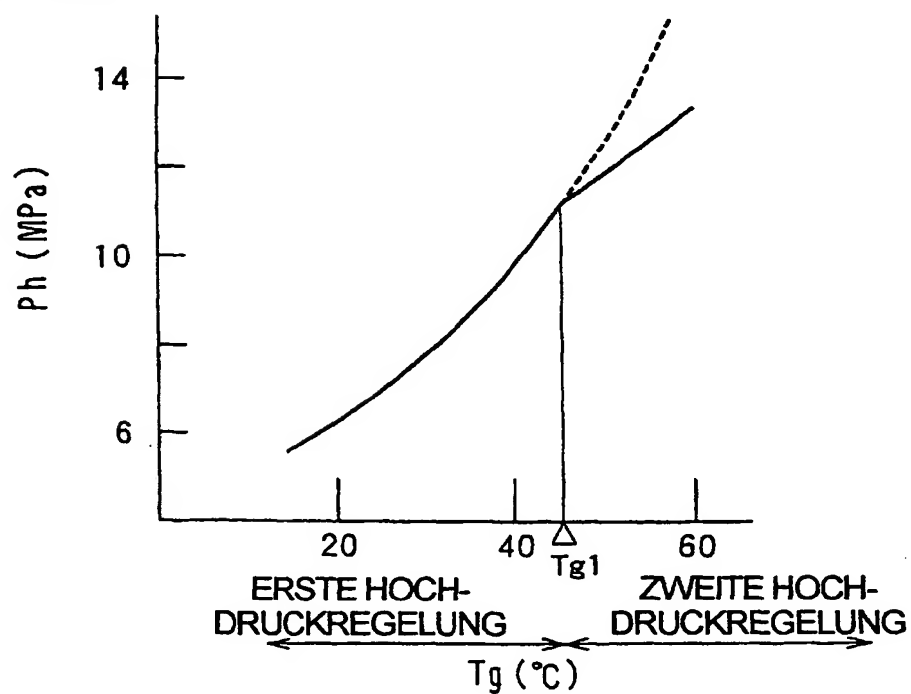


FIG. 21

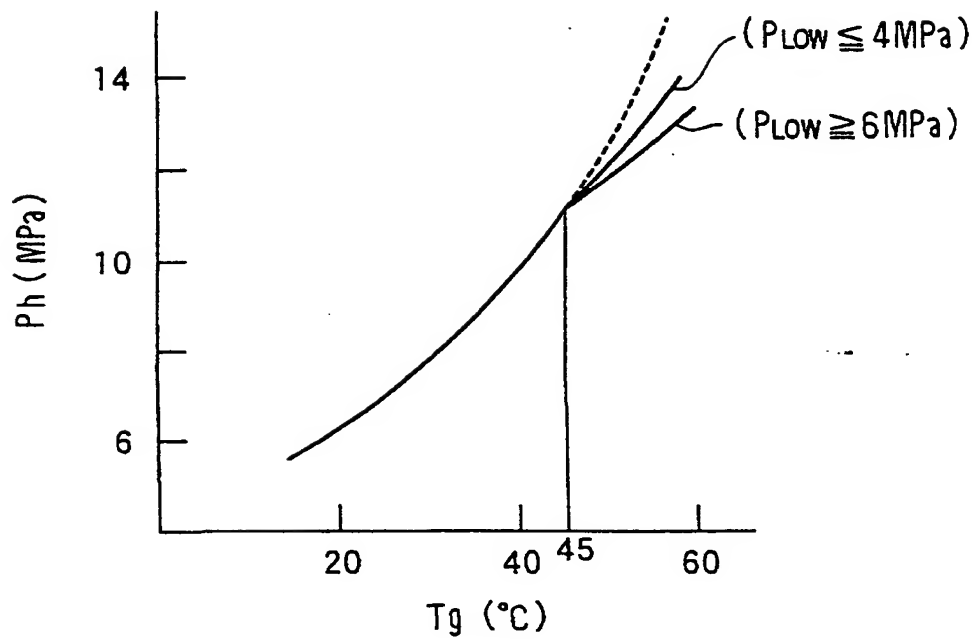


FIG. 22

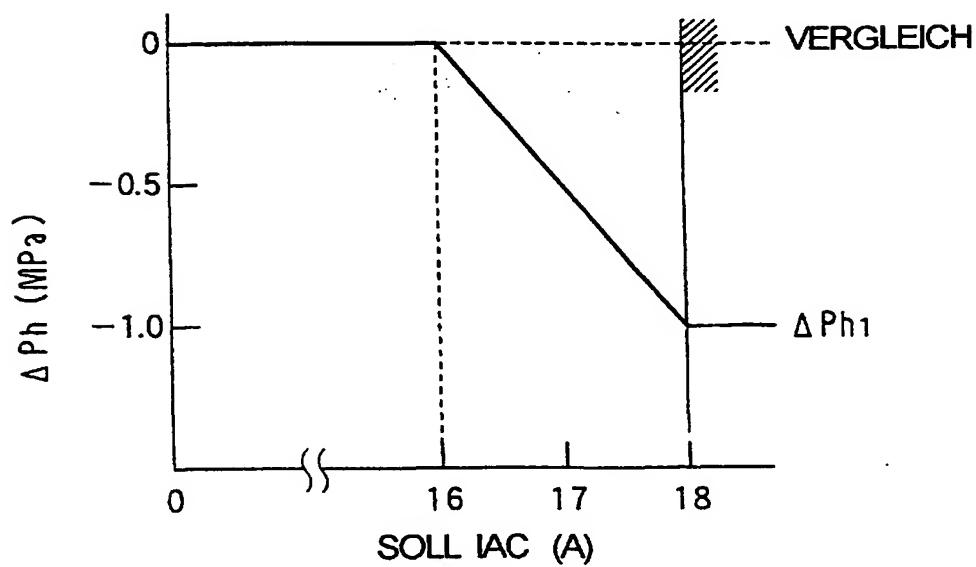


FIG. 23

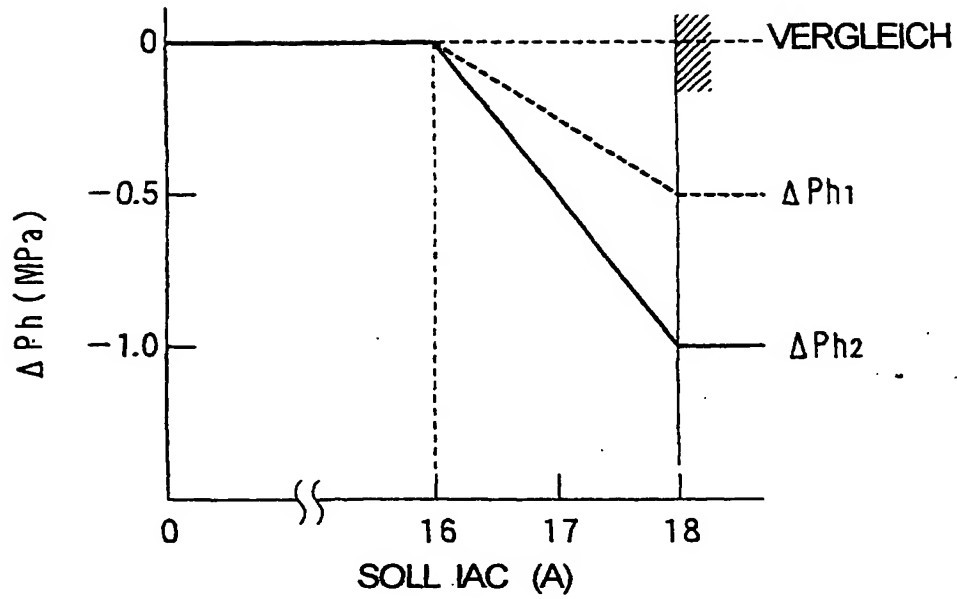


FIG. 24

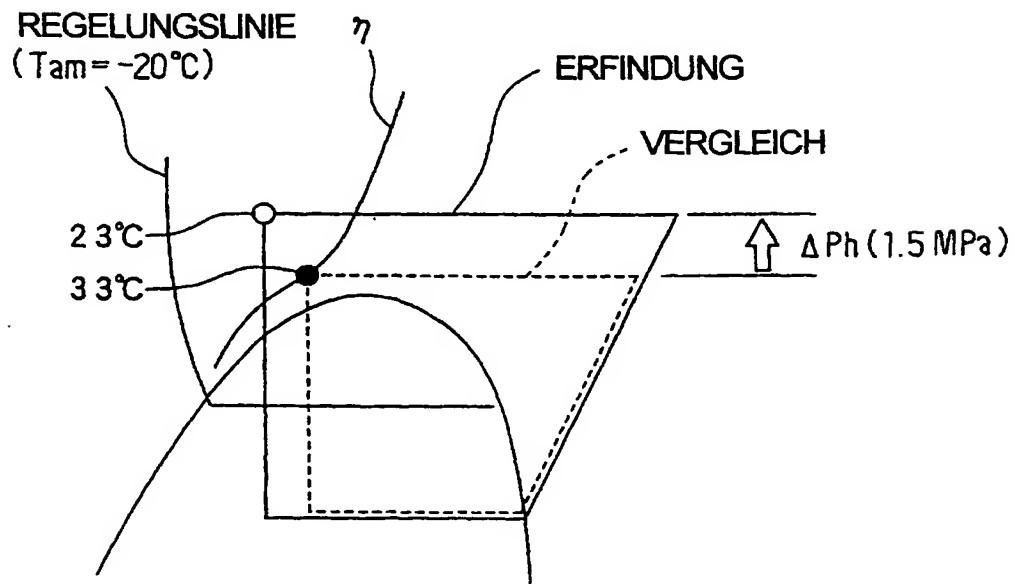


FIG. 25

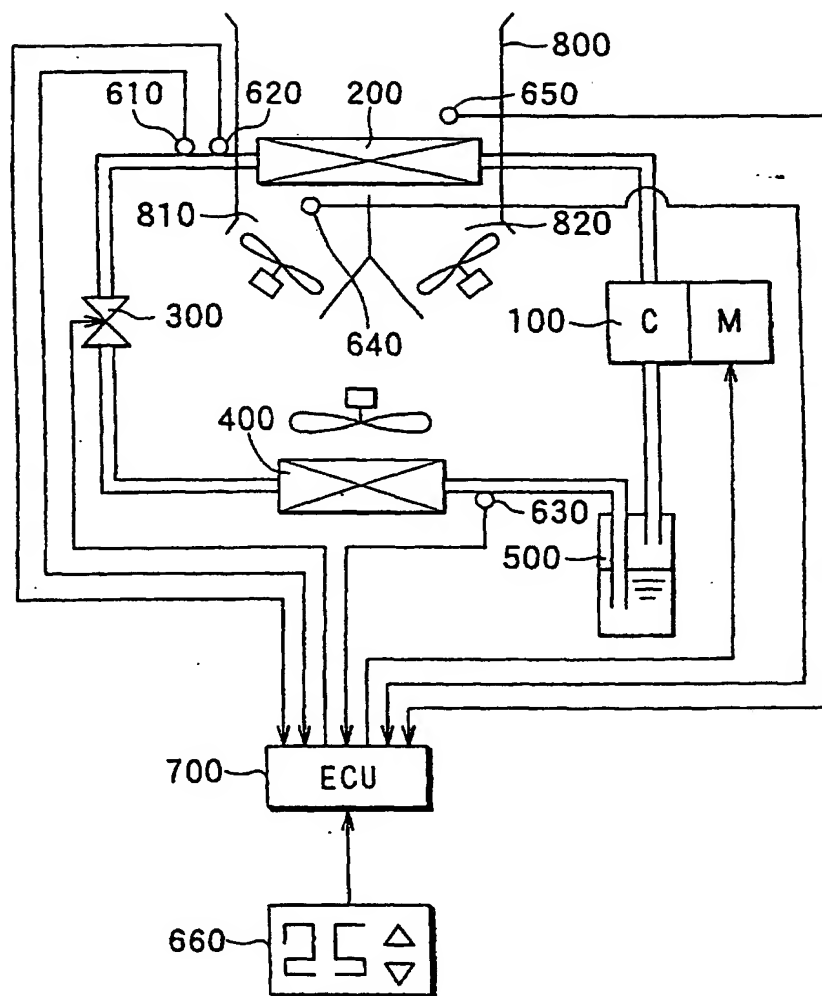


FIG. 26A

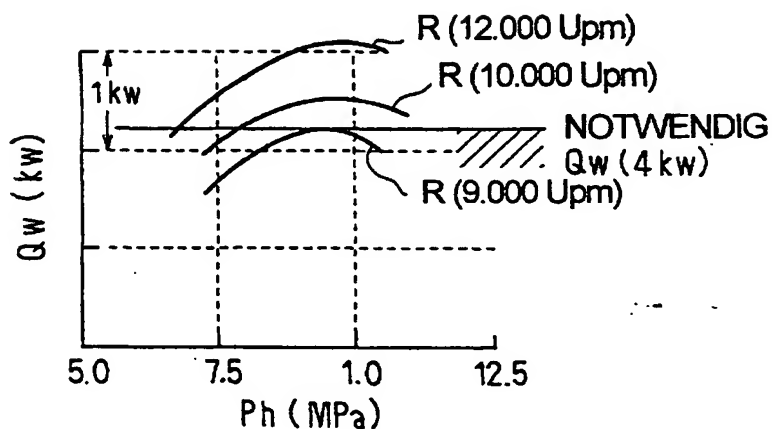


FIG. 26B

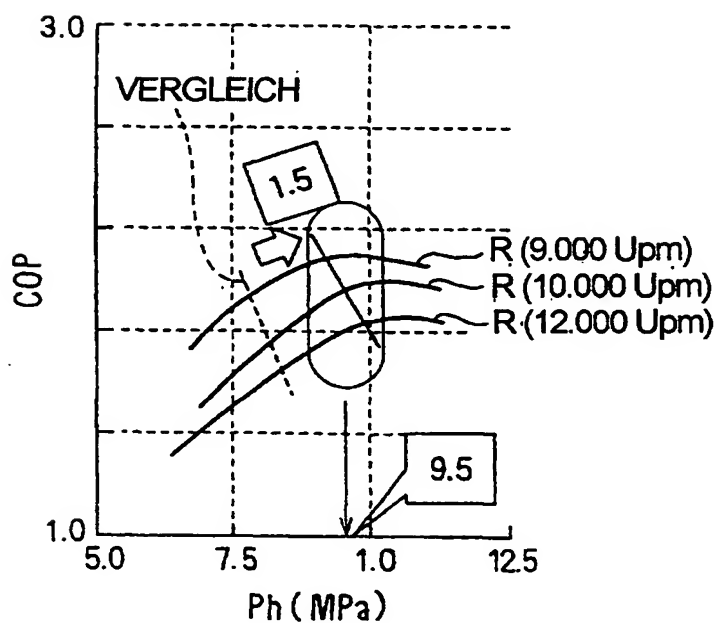


FIG. 27A

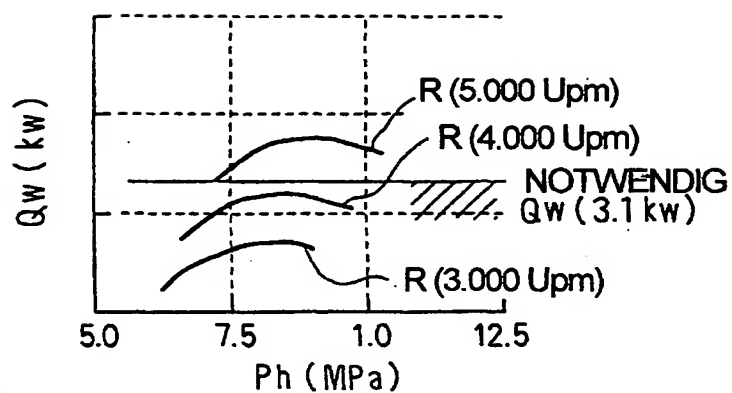


FIG. 27B

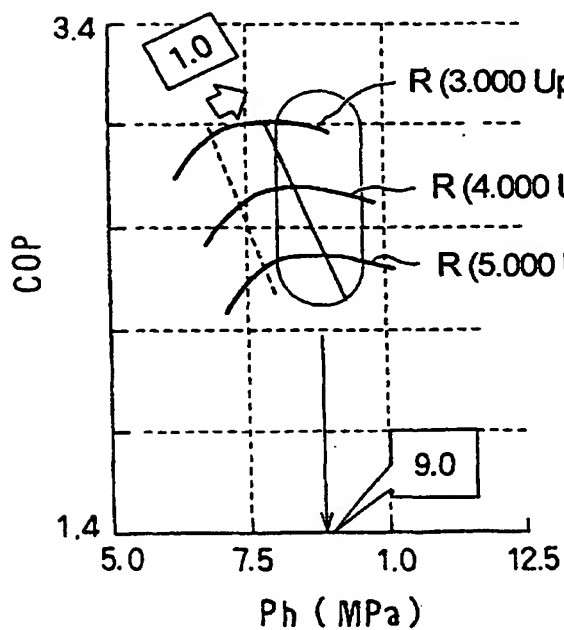




FIG. 28A

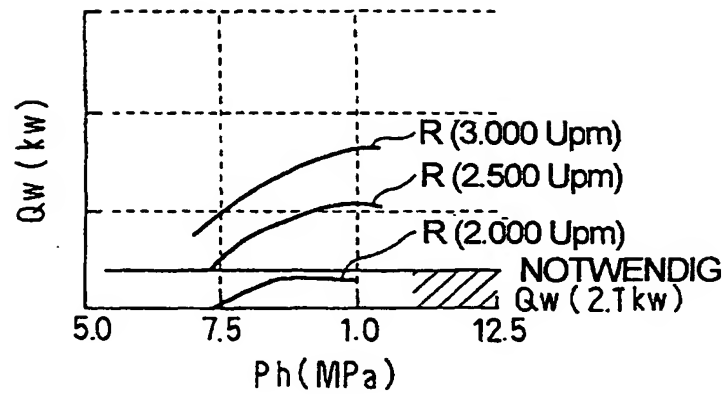


FIG. 28B

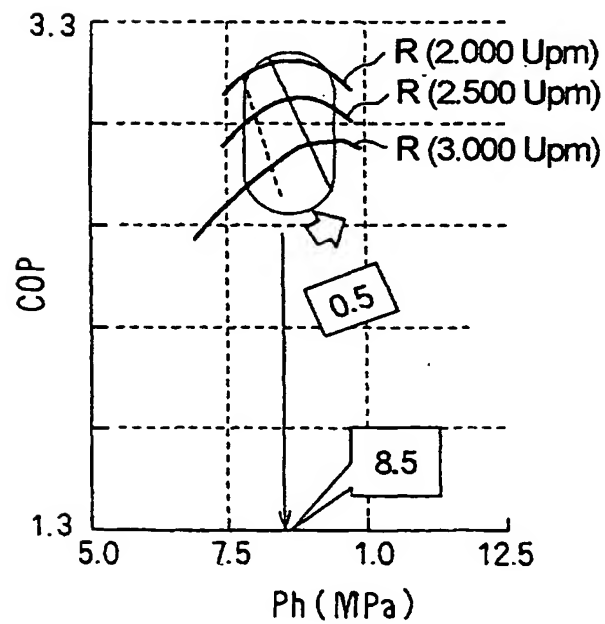


FIG. 29

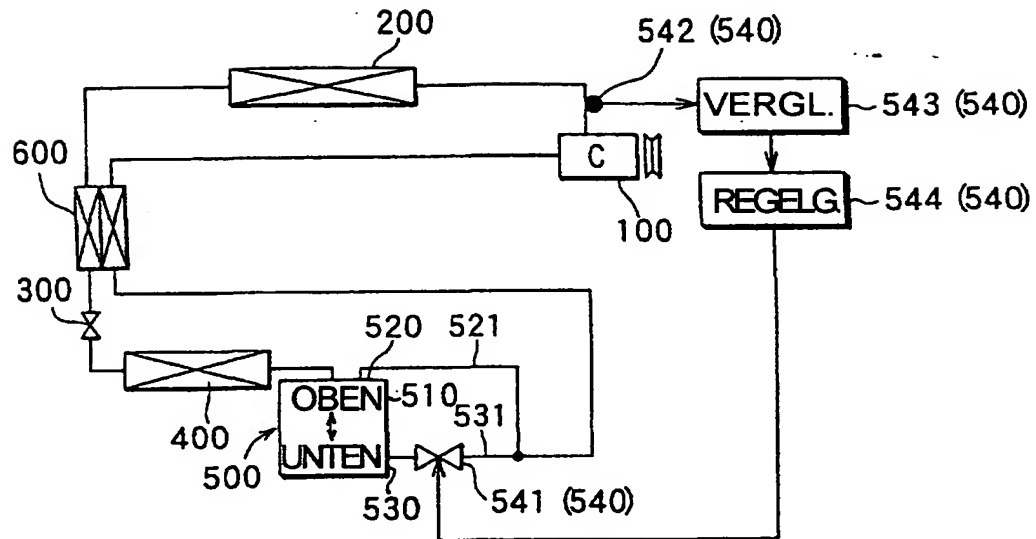


FIG. 30

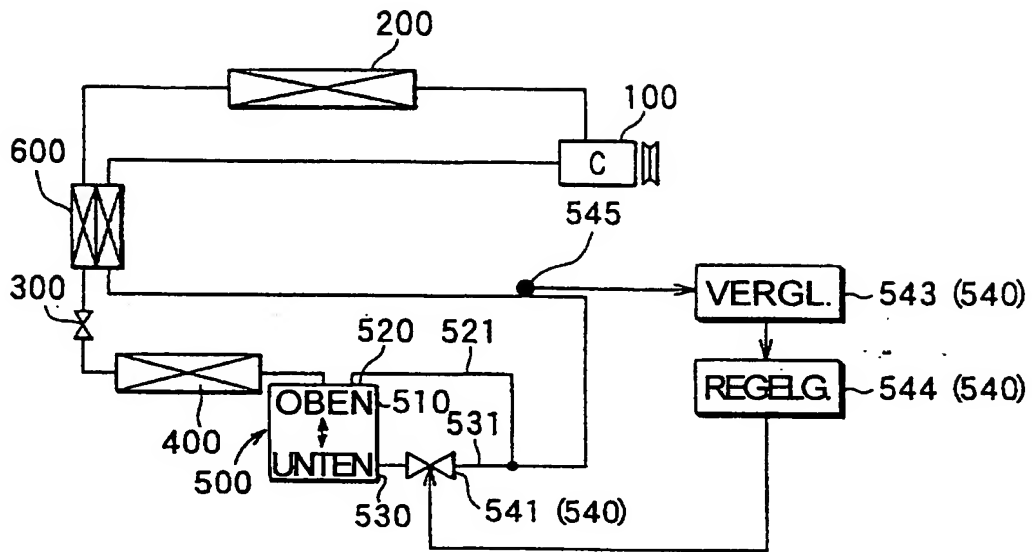


FIG. 31

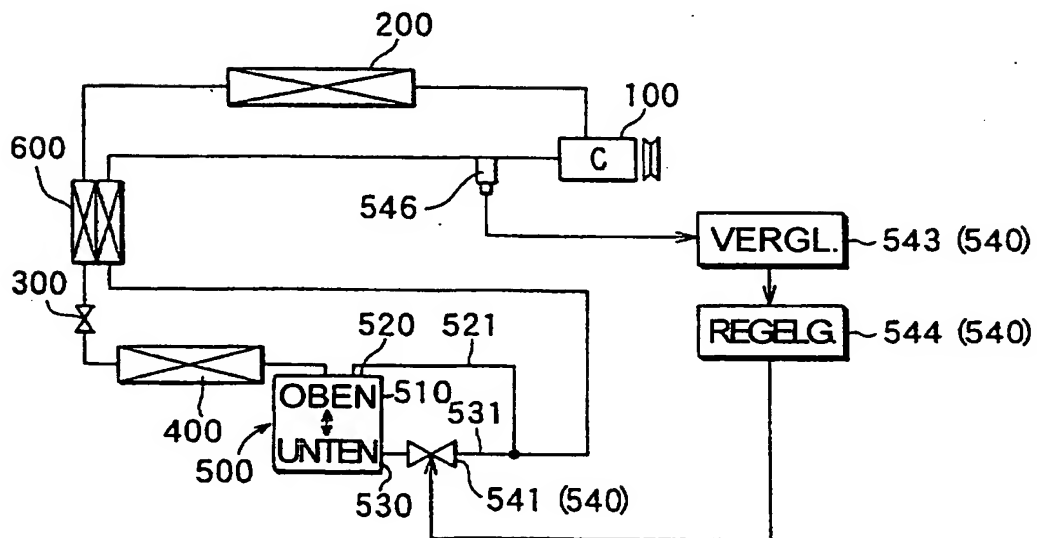


FIG. 32

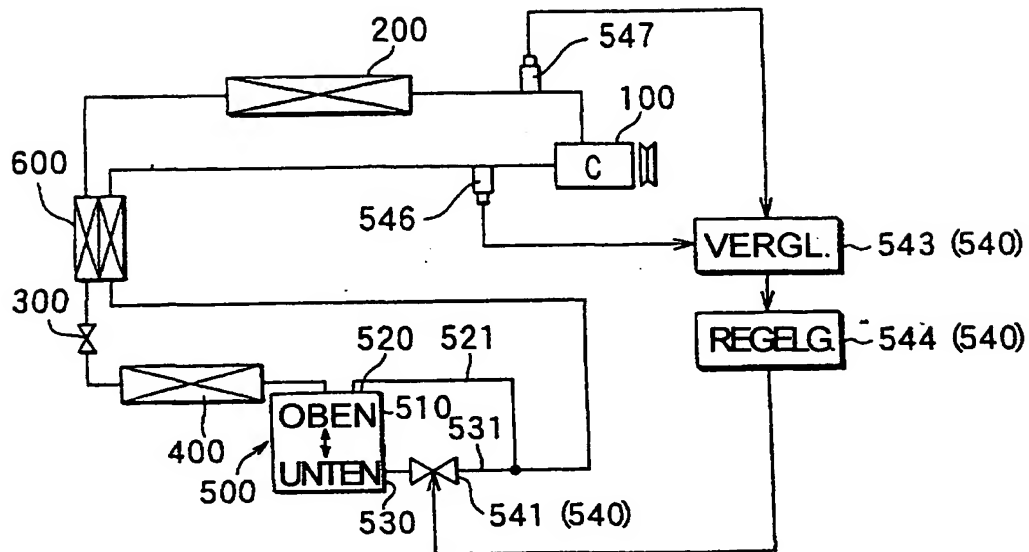


FIG. 33

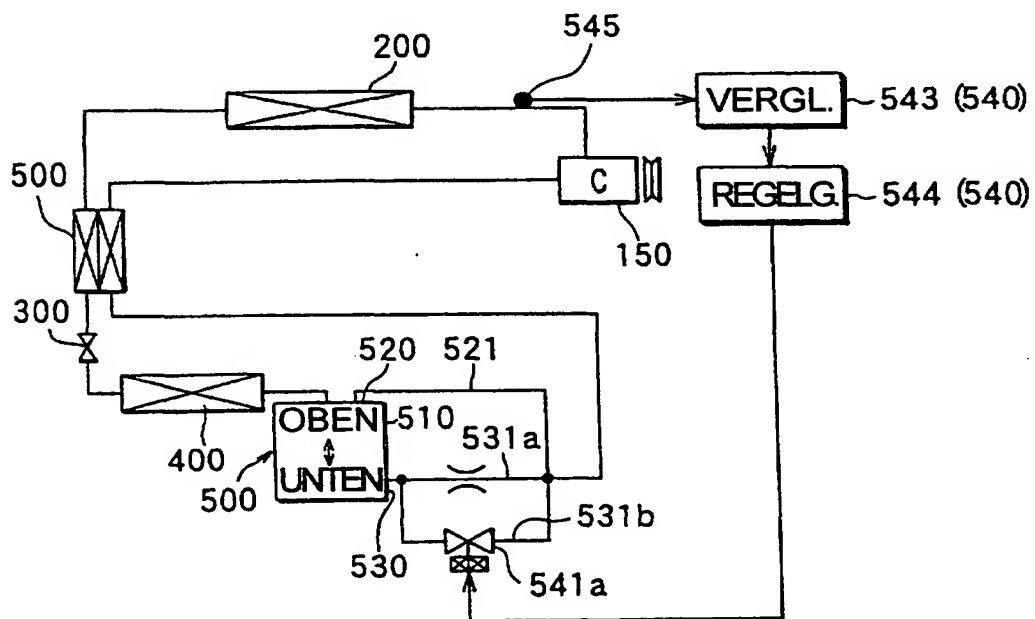


FIG. 34A

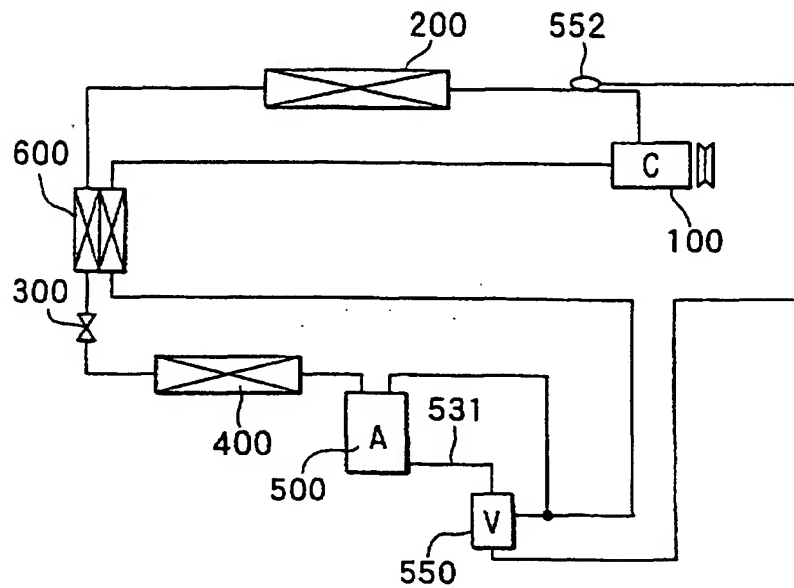


FIG. 34B

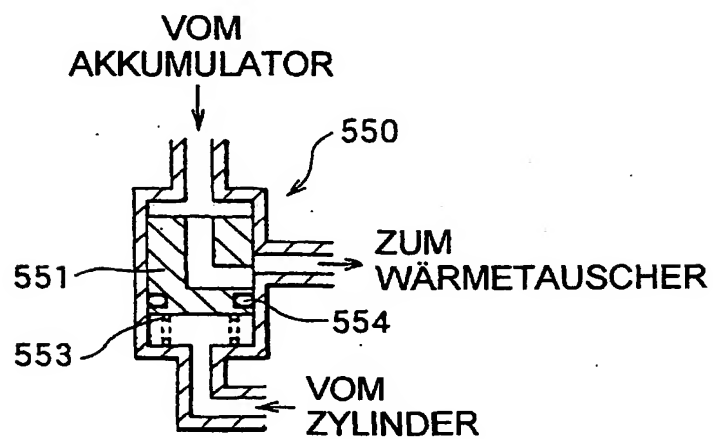


FIG. 35A

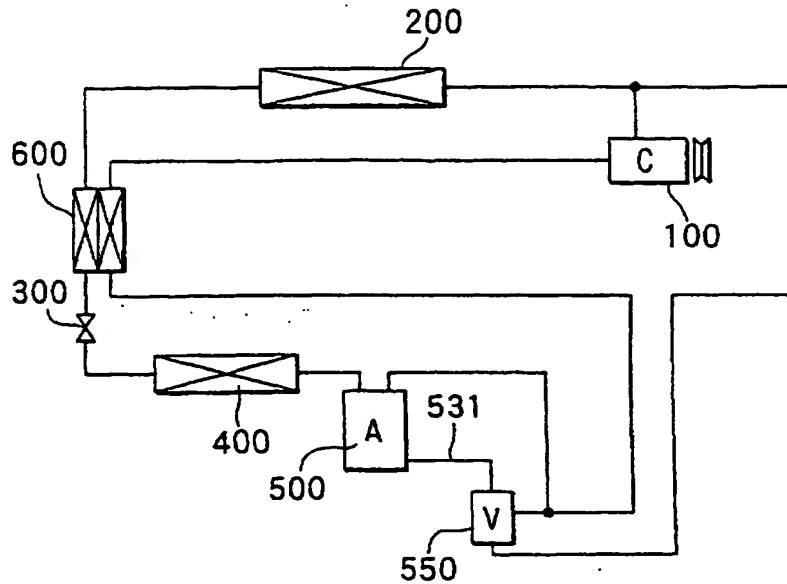


FIG. 35B

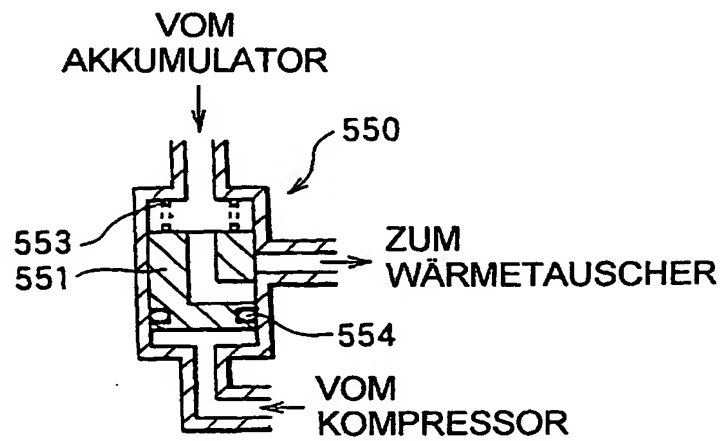


FIG. 36A

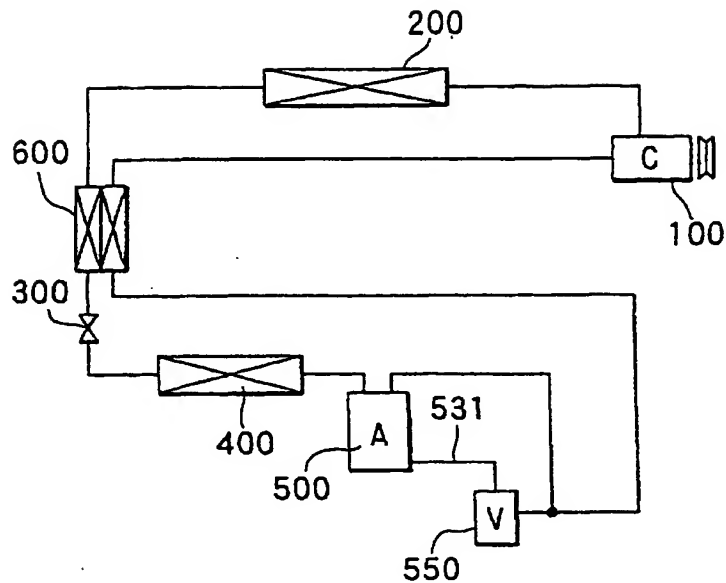
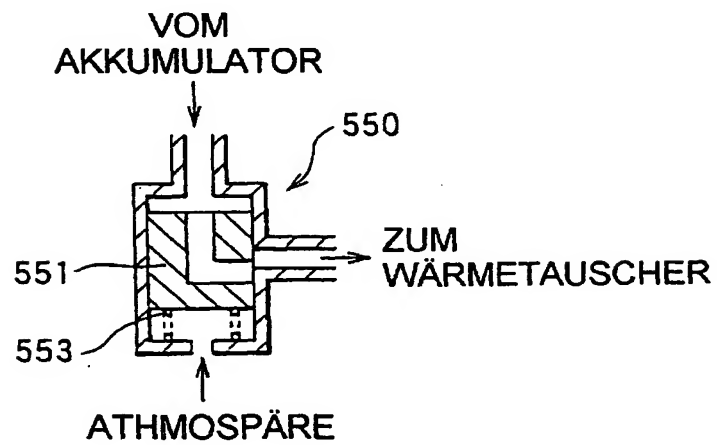
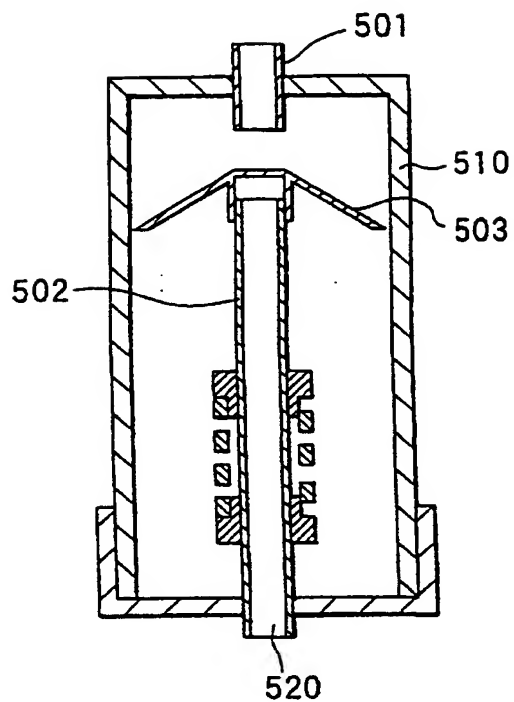


FIG. 36B



**FIG. 37A**



**FIG. 37B**

